

DER BAUINGENIEUR

ZEITSCHRIFT FÜR DAS GESAMTE BAUWESEN

HERAUSGEBER: PROFESSOR DR.-ING. F. SCHLEICHER / DORTMUND
MITHERAUSGEBER: PROFESSOR DR.-ING. A. MEHMEL / DARMSTADT

SPRINGER-VERLAG BERLIN / GÖTTINGEN / HEIDELBERG

30. JAHRGANG

APRIL 1955

HEFT 4

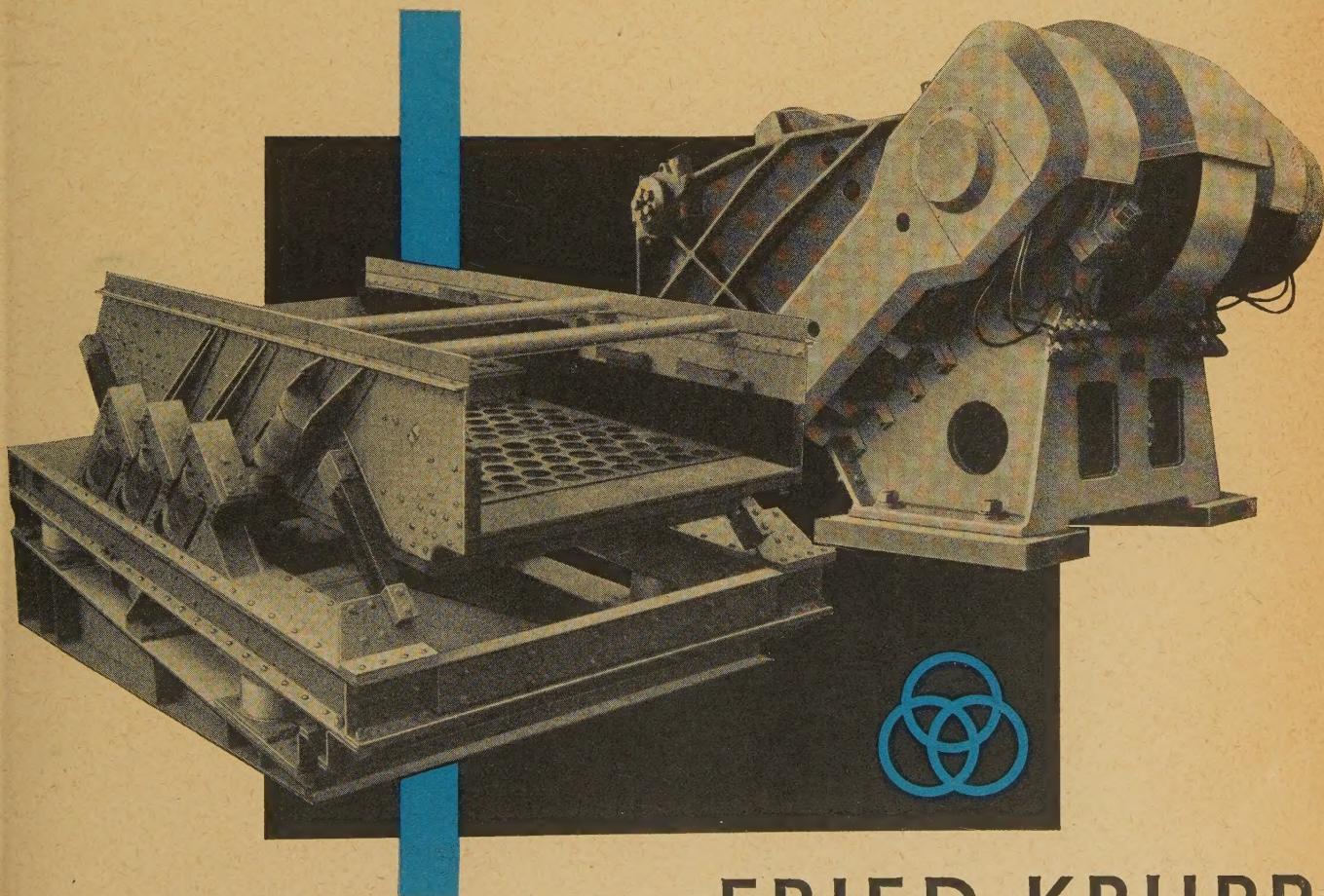
ZUR TECHNISCHEN MESSE HANNOVER 1955

WIR PLANEN UND BAUEN

Vollständige Zerkleinerungsanlagen jeder Art und jeden Umfanges
Maschinen und Einrichtungen für Zement-, Gips-, Kalk-, Schotter-
und Tonwerke

Neuartiger Backenbrecher mit gänzlich neuer Wirkungsweise und vollkom-
menem Überlastungsschutz

Resonanz-Freischwingsieb III GU mit neuartiger Siebschwingung, höchste Sieb-
leistung auch bei horizontaler Lage



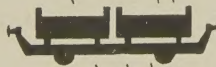
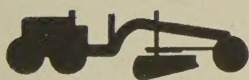
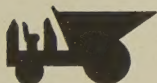
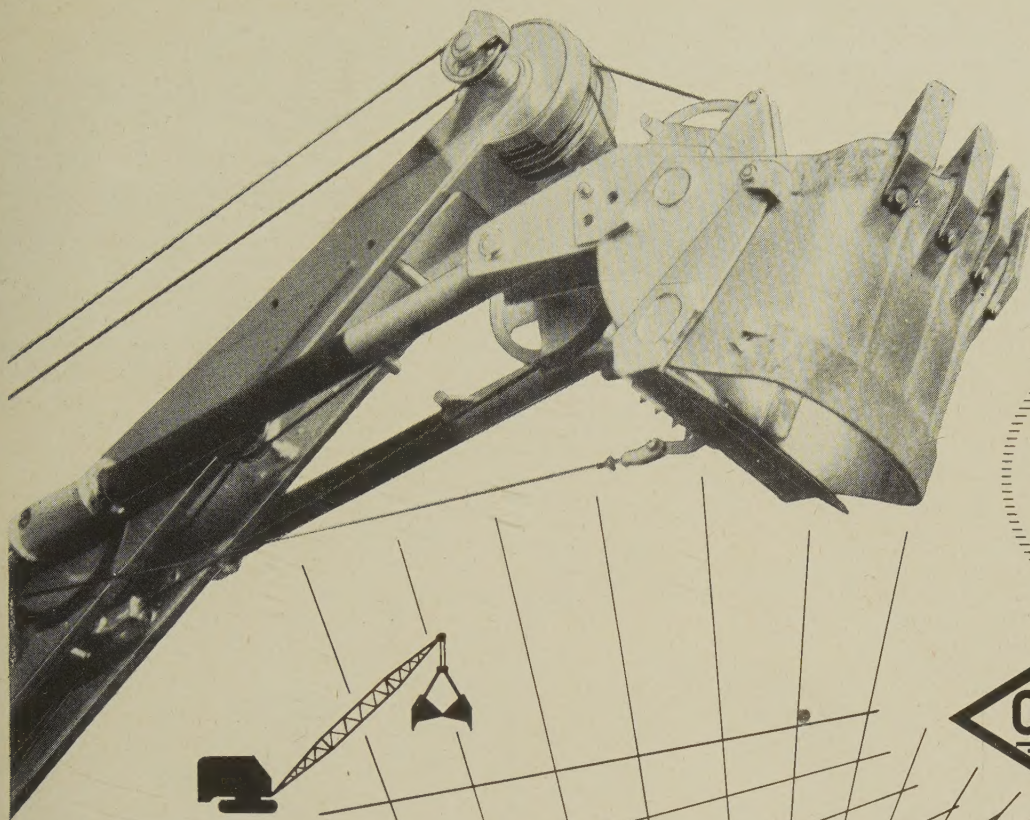
FRIED. KRUPP

MASCHINEN- UND STAHLBAU RHEINHAUSEN

DEMAG

Brücken · Stahlhochbauten





DEUTSCHE INDUSTRIEMESSE HANNOVER Freigelände Berliner Str. Stand 401

Bitte besuchen Sie uns. Eine Vielzahl von Geräten aller Größenklassen unterrichtet Sie über den neuesten Stand unserer Produktion.

Wir zeigen: Bagger und Krane, Autoschütter, Erdhobel, Planierraupen, Kompressor-Schlepper, Kompressoren, Stromerzeuger-Aggregate, Diesellokomotiven, Dieselmotoren als Antrieb unserer Geräte, Spezial-Waggons u. a. m.

Besonderes Vorführfeld in der Süd-West-Ecke des Freigeländes.

STRUPPEK ESSEN AG



ORENSTEIN-KOPPEL UND LÜBECKER MASCHINENBAU AG

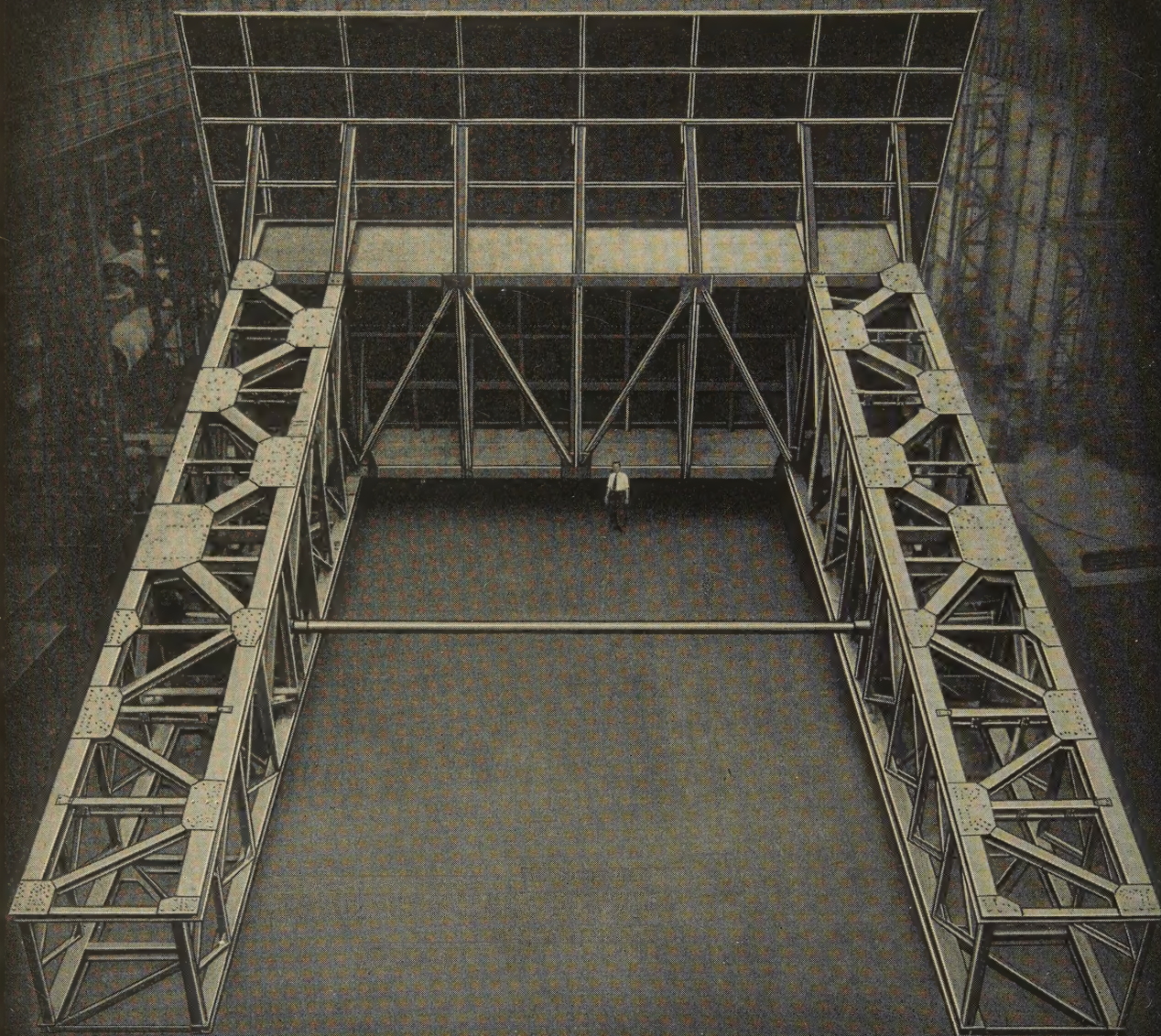
BERLIN • BOCHUM • DORTMUND • LÜBECK • FRANKFURT • HAMBURG • KÖLN • MÜNCHEN • STUTTGART



PLANT UND BAUT

STAHLWASSERBAUTEN

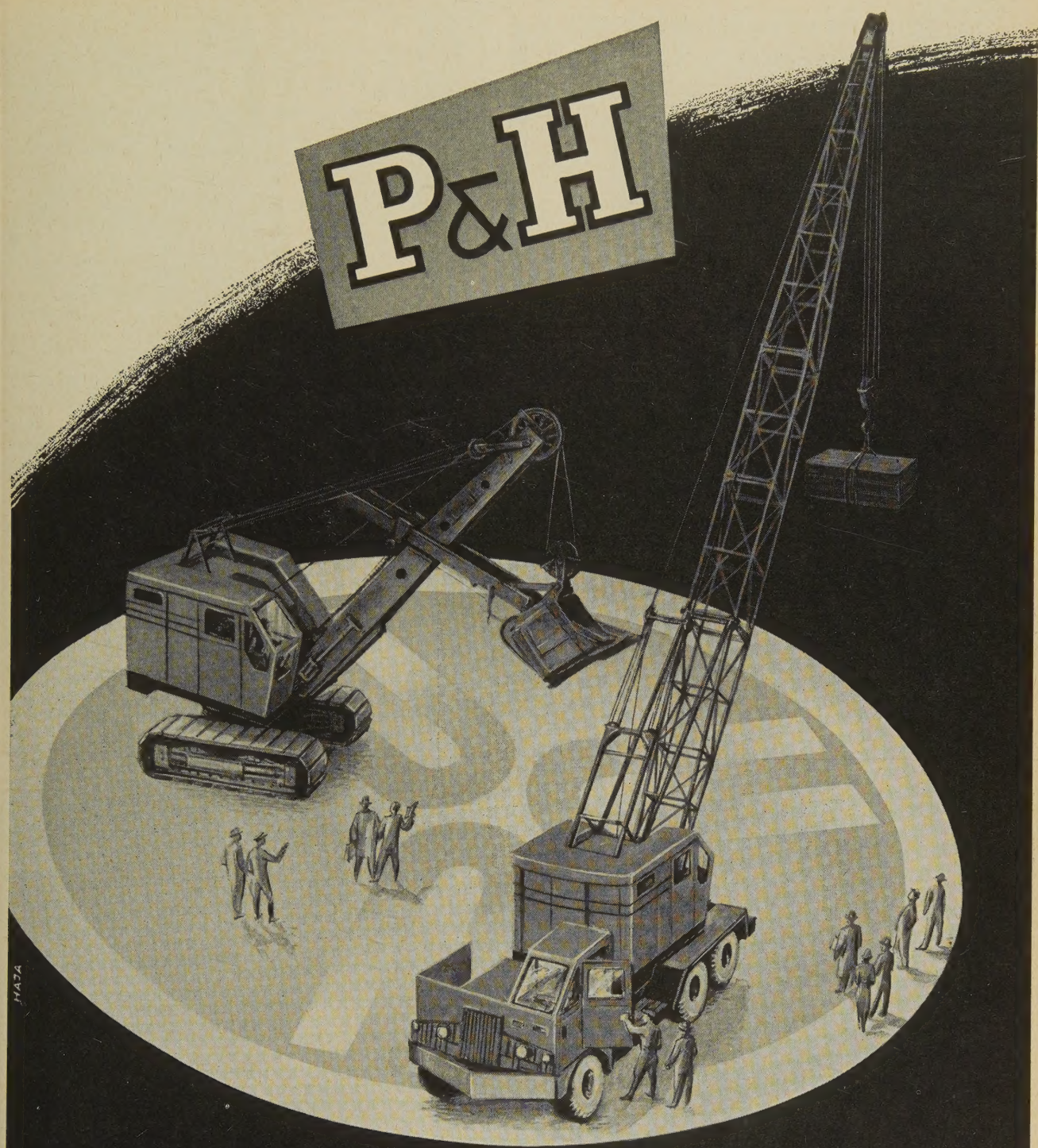
ALLER ART



Segmentschütz für Staustufe Mechra Homadi in Marokko
Lichtweite 16m Stauhöhe 12m 494 Tonnen

DINGLERWERKE AKTIENGESellschaft
ZWEIBRÜCKEN / WESTDEUTSCHLAND UND BIERBACH / SAARLAND

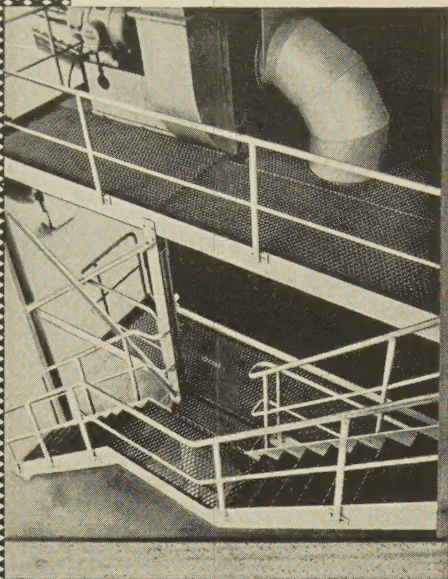
Bitte, besuchen Sie uns auf der Deutschen Industrie-Messe
Hannover 1955, Freigelände: Mainzer-Essener-Str., Block D, Stand 412



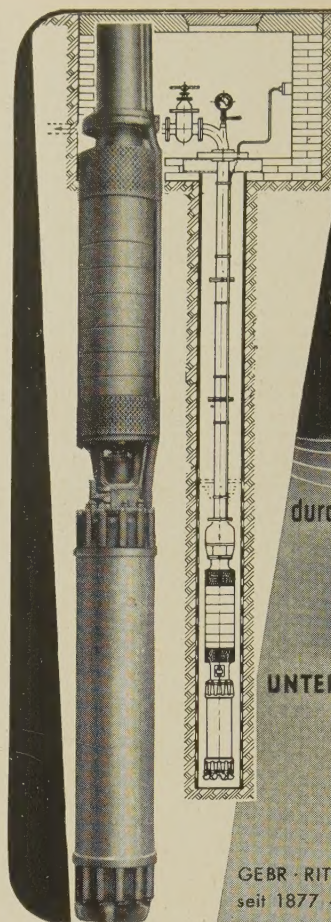
DORTMUNDER
UNION
BRÜCKENBAU-AG.

DEUTSCHE INDUSTRIE-MESSE HANNOVER
Freigelände Block F 601, (Rheinstahl-Union)

PRÜFEN SIE DIE VORZÜGE UNSERER
DIAGONAL-GITTERROSTE



SPEZIALFABRIK FÜR
DIAGONAL-GITTERROSTE
WILHELM HÄHN
FERNDORF KREIS SIEGEN
FERNRUF: KREUZTAL 117 • SEIT 1875



**Störungsfreie
WASSER-
Versorgung
aus
Tiefbrunnen**

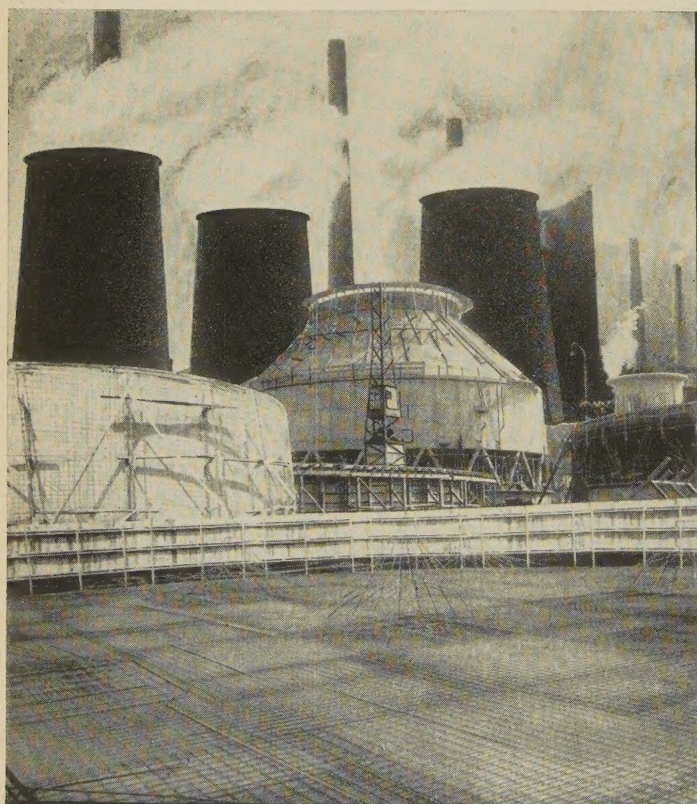
durch ORIGINAL-
„Ritz“

UNTERWASSER-MOTOR-PUMPEN
D. B. PATENT UND AUSLANDSPATENTE

1 – 2000 m³ STUNDENLEISTUNG
1 – 400 KW-MOTORLEISTUNG
BIS 400 m WS FÖRDERHOHE

GEBR. RITZ & SCHWEIZER · PUMPENFABRIK ·
seit 1877 · Schwäb. Gmünd / Deutschland ·

Linnmann 83



*Dünnschalige Betonbehälter
Kühltürme - Wasser - Öl-
Bier- oder Getreide-Silos
werden in
Wand und Boden
wirtschaftlich
mit*

**BAUSTAHLGEWEBE
bewehrt.**



BAUSTAHLGEWEBE

G. M.
B. H.

DÜSSELDORF

- Abzugsrinnen
- Becherwerke
- Bunker-Abzugsorgane
- Bunker-Rüttler
- Dosieranlagen
- Drehtelle
- Elektrisch beheizte Siebe
- Gurtförderer
- Klassieranlagen
- Kreisförderer
- Montagebänder
- Plattenbänder
- Resonanzrinnen
- Rollenförderer
- Siebwuchtrinnen
- Speiser
- Trogkettenförderer
- Wandertische
- Wendelrutschen
- Wendelwuchtförderer
- Wuchtförderer
- Wuchtrinnen
- Wuchtsiebe
- Wuchtspeiser



Immer den richtigen

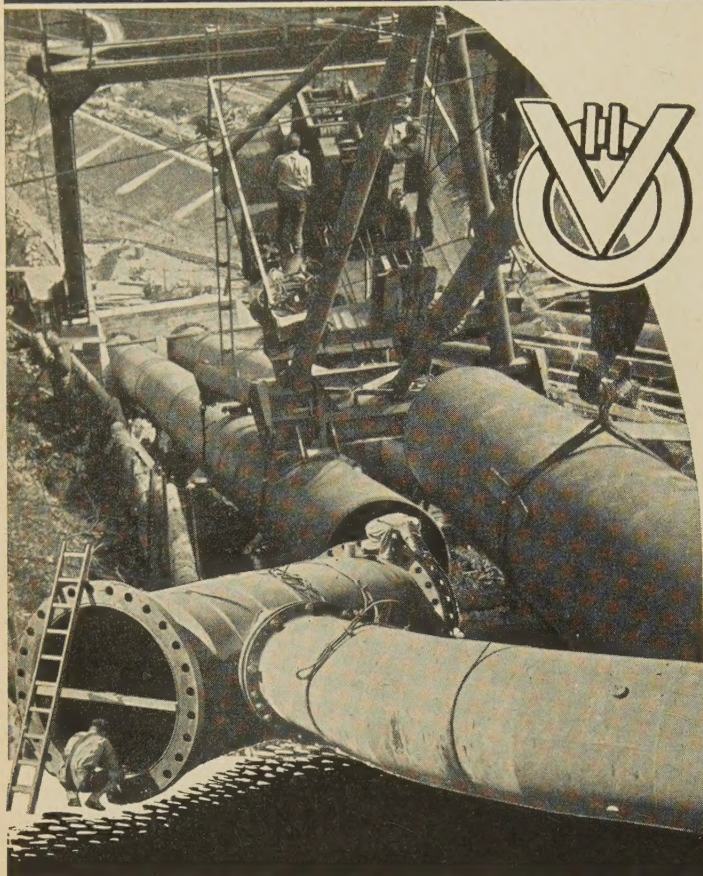
**Nagel auf den Kopf treffen –
auch bei der Auswahl von Fördermitteln!**

Selbst der beste Zehn-Zöller taugt nicht für jeden Zweck, noch weniger aber **ein** Fördermittel. Muß es doch besonders scharf den gegebenen Verhältnissen und Aufgaben angepaßt werden. Je größer Ihre Auswahl an verschiedensten Fördersystemen ist – angeboten von **einem** Werk, das Sie dadurch wirklich objektiv auch bei schwierigen Problemen beraten kann – desto günstiger fahren Sie. Welche Kenntnisse und Erfahrungen gehören beispielsweise allein schon dazu, bei Schwingförderern ein in Resonanz arbeitendes oder überkritisch schwingendes System so auszuwählen, daß man von einer wirklich optimalen Lösung sprechen kann. Auf der Deutschen Industriemesse Hannover 1955 können Sie sich nun anhand großer Originalfördermittel unterschiedlicher Bauart – von der einfachen Gurtförderer-Tragrolle angefangen bis zur kompletten Dosieranlage – von den Schenck-Fachingenieuren unverbindlich beraten lassen.



Carl Schenck Maschinenfabrik GmbH · Darmstadt
Deutsche Industriemesse Hannover, Freigelände G, Stand 719

VEREINIGTE ÖSTERR. EISEN- UND STAHLWERKE, LINZ-DONAU



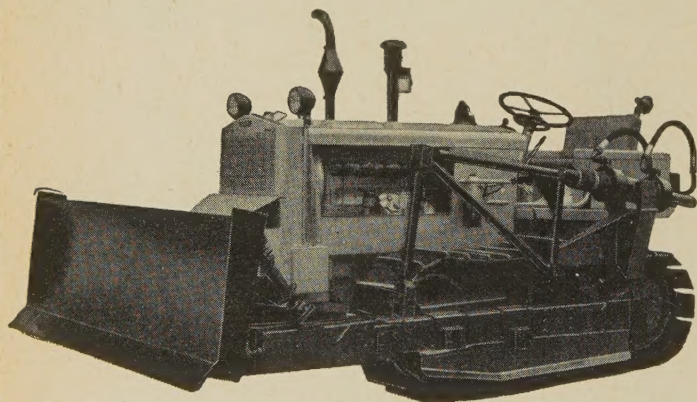
VÖEST

ROHRLEITUNGS- UND BEHÄLTERBAU

Druckrohrleitungen, Krümmer u. Verteilerstücke;
Rohrleitungen aus Normal- und Spezialblechen;
Turbineeinlaufrohre, Generatorenringe und alle
Turbineteile in geschweißter Konstruktion;
Großraumbehälter; Stahlkonstruktionen für den
Hüttenbedarf; SM-Öfen, Elektroöfen

Generaldirektion: Linz Muldenstraße 5
Fernruf: 2-91-11 Ortsruf: 2-91-21
Telegrammadresse: „VÖEST LINZ“

Generalrepräsentanz für die Bundesrepublik Deutschland: **Vöest G. m. b. H.**, Frankfurt/Main, Friedrich-Ebert-Str. 13
Telefon: 9 10 45, Fernschreiber: 04 12 178

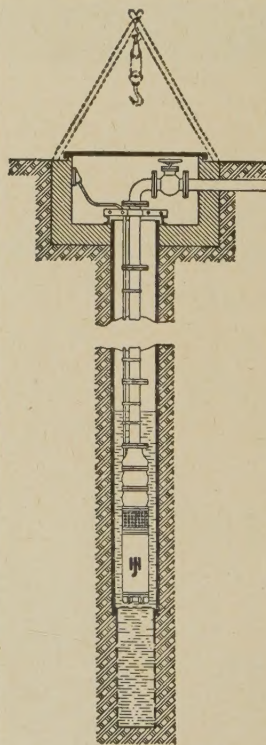


FAMO Planierraupen

mit

Querschild oder Schwenkschild

FAMO-Vertriebs-Gesellschaft m. b. H.
München, Heßstraße 104 a

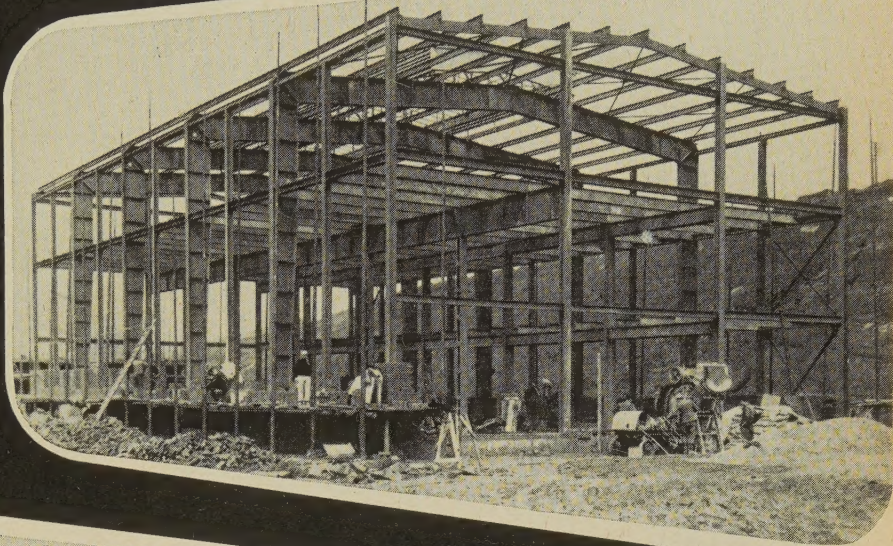


HÜBNER UNTERWASSER- ELEKTRO-PUMPEN

- für die Gebrauchs- und Trinkwasserversorgung aus allen Tiefen
- Spezialtypen für die Grundwasserhaltung
- Hohe Wirkungsgrade Betriebssicher Wirtschaftlich
- Ohne Pumpenhaus

JOHANNES HÜBNER
FABRIK ELEKTRISCHER MASCHINEN
BERLIN SW 29, PLANUFER 92b

STAHLHOCHBAU



STAHLBRÜCKENBAU

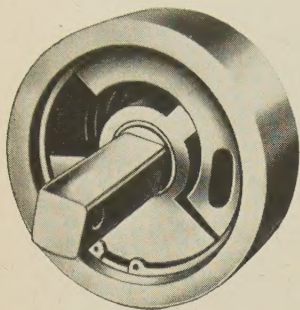


**KLÖCKNER
GEORGSMARIENWERKE**

AKTIENGESELLSCHAFT

GEORGSMARIENHÜTTE (BEZIRK OSNABRÜCK)

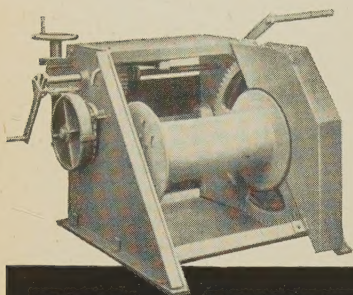
Sie vollkommen rückschlagfreie Bremskurbel



Ein wichtiger
Vorzug unserer
Handmontage-
winden

WEITERE VORZÜGE SIND:

- Auch der geringste Rückschlag an beiden Kurbeln ausgeschlossen.
- Falsche Bedienung unmöglich. Keine Wartung!
- Senken sowohl mit beiden Kurbeln gemeinsam als auch mit einer der Kurbeln.
- Da eine Sperrklinke nicht mehr vorhanden, keine Gefahr mehr durch Herausnahme einer solchen.
- Größte Feinfühligkeit der Bremskurbel, daher millimeterweises Senken und Heben möglich.
- Von den zuständigen Berufsgenossenchaften als unbedingt sicher anerkannt.



SCHIESS-DEFRIES
HEBEZEUG- UND KRANBAU G.M.B.H.
DUSSELDORF-OBERKASSEL · HANSAALLEE 289



1101

Auf der Technischen Messe Hannover 1955 in Halle 1, Stand 120/320

PFAHL-GRÜNDUNG

System Brechtel



Johannes Brechtel, Ludwigshafen am Rhein

Fernsprecher 5 28 28/29, 6 28 20

Zweigbüro:

München 23, Birkenfeldstr. 4, Telefon 33 252

Hamburg-Harburg, Wattenbergstr. 18a, Telefon 77 53 77

Bremen 1, Heidelberger Str. 15, Telefon 49 01 50



EISENPORTLAND-
ZEMENT
HOCHOFEN-
ZEMENT

SULFAT-
HÜTTENZEMENT

HÜTTENZEMENT

VERKAUFSAGENTUR

Dr. H. Gilles

Zweigstelle:

GEORGSMARIENHOTTE
Kr. Osnabrück

DUSSELDORF
Goethestraße 45
Postfach 9005

Beachten Sie
BEI DER
BESCHAFFUNG
VON PUMPEN
diese Marke



**WÜLFEL
UNTERWASSER
PUMPEN**

ARBEITEN ZUR
ZUFRIEDENHEIT
UNZÄHLIGER
ABNEHMER

*betriebsicher
wirtschaftlich
und ohne Wartung*

**WÜLFEL
PUMPEN**

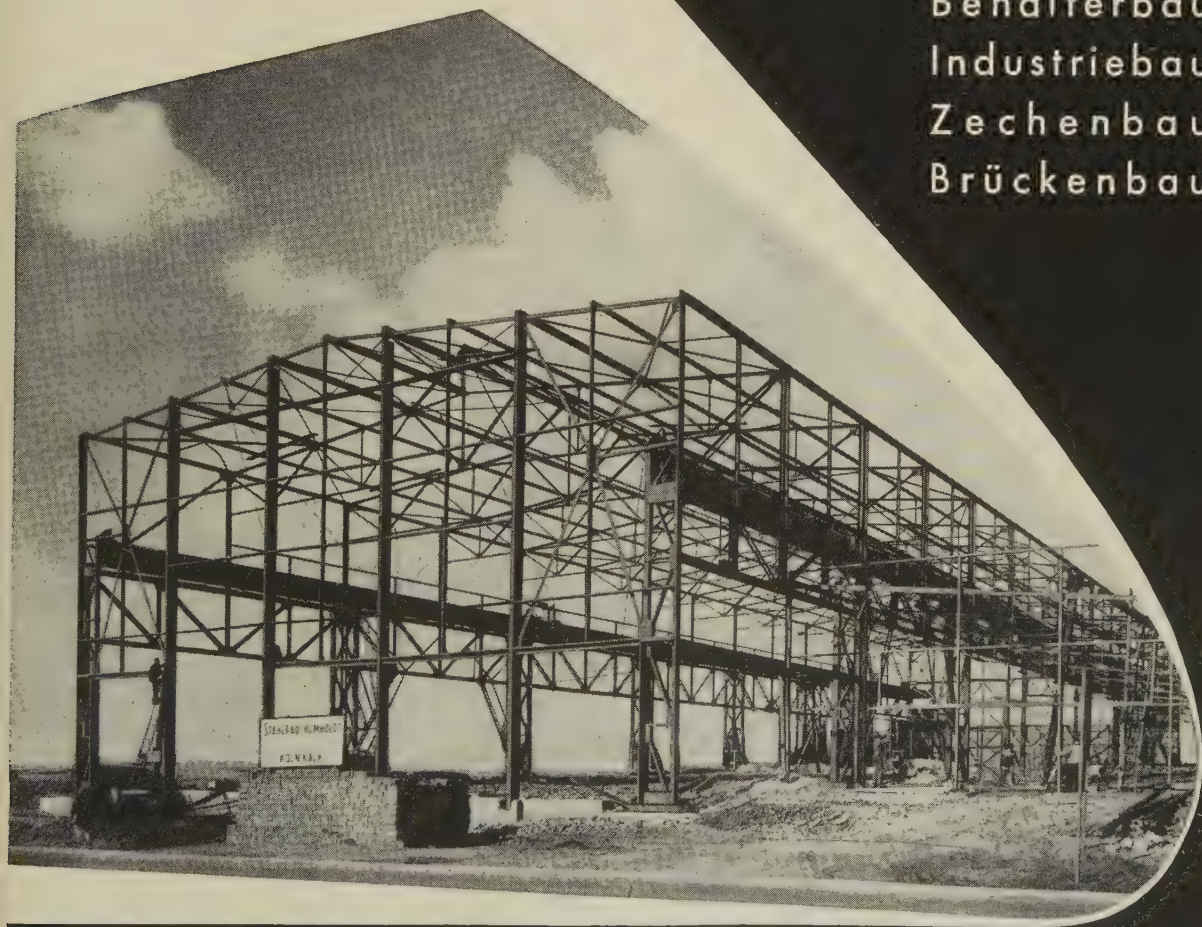
G · M · B · H
HANNOVER-WÜLFEL



STAHLBAU HUMBOLDT

STAHLBAUTEN aller Art

Flugzeughallen
Hochbau
Skelettbau
Behälterbau
Industriebau
Zechenbau
Brückenbau



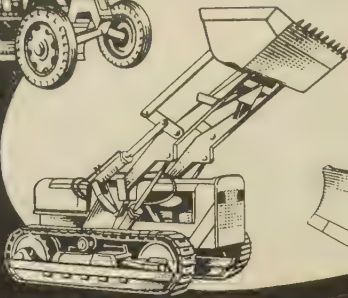
KLÖCKNER-HUMBOLDT-DEUTZ AG · KÖLN

ALLIS-CHALMERS

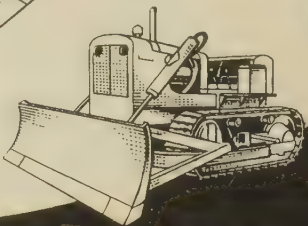
BAUMASCHINEN VON WELTRUF



MOTOR-GRADER
VON 50 PS - 104 PS



SCHÜRFLADER
VON 52 PS - 175 PS
0,77 cbm - 5,6 cbm



PLANIERRAUPEN
VON 52 PS - 175 PS



MOTOR-SCHÜRFWAGEN
VON 175 PS - 280 PS
7,9 cbm - 10,7 cbm

SCHMIDT + KOCH G M B H • BREMEN • BISMARCKSTR. FERNRUF 47291

**Industrie-
messe
Hannover**
Freigelände
Bonner Straße

Wer von
QUALITÄTSBETON
spricht, denkt an:

PLASTIMENT

G M B H
KARLSRUHE
POSTF. 200 TEL. 26823

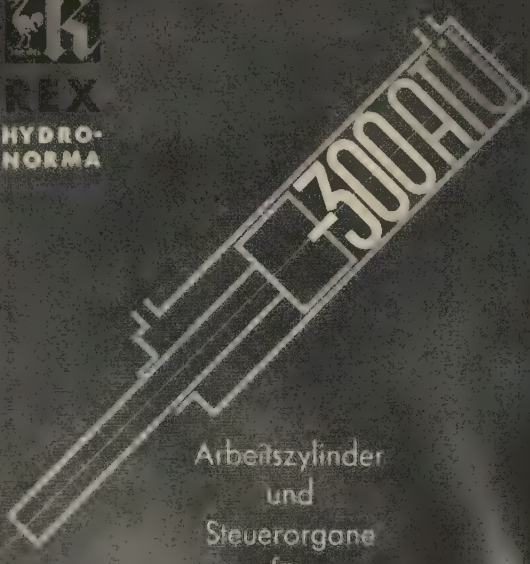
TORKRET

G M B H

Berlin NW 87, Reuchlinstraße 10-17 Telefon: 39 28 58
Techn. Büro Essen-Steele, Henglerstr. 47 Tel.: 516 49

—

Beton-Spritzmaschinen, Beton-Injektoren, Beton-Pumpen, Verkauf - Vermietung, Ausführung v. Torkretierungen an Massivdecken u. Stahlbetonkonstruktionen

REX HYDRO-NORMA

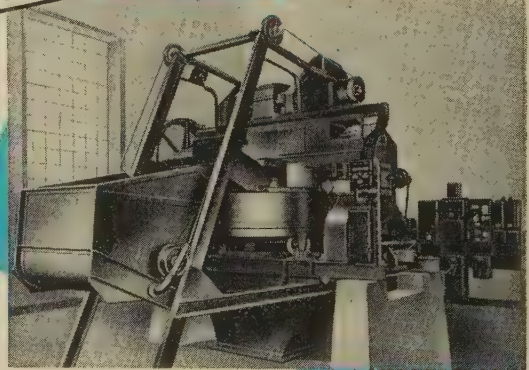
Arbeitszylinder
und
Steuerorgane
für
Öl-Hydraulik

G. L. REXROTH G M B H.
LOHRER EISENWERK - LOHR AM MAIN

Automatisch gesteuerte

Großmischanlagen

(Betonfabriken)

hohe Leistung, niedrige Investitionskosten, hohe Festigkeitswerte, absolut gleichmäßige, intensive Mischung. 100%ige Bindemittelausnutzung.

MASCHINENFABRIK GUSTAV EIRICH
Hardheim/Nordbaden Gegründet 1863/Telefon 151/152

„Zur Deutschen Industrie-Messe Hannover wie bisher: Freigelände an der Mittelallee Stand 9, zwischen Halle 1 und 2.“

HANOMAG

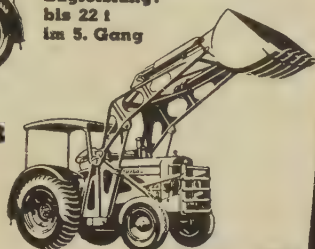
Baumaschinen

findet man überall dort, wo es gilt wirtschaftlich schnell und sauber zu arbeiten. Die fortschrittlichen Bauunternehmen arbeiten darum mit HANOMAG-Diesel-Baumaschinen

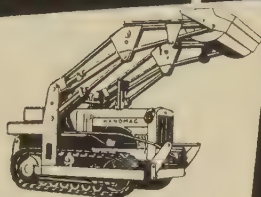


R 35 - 45
Straßenzugmaschine
Zugleistung:
bis 22 t
im 5. Gang

R 45 ALIII B
Frontlader
Nutzlast 1000 kg
Fassungsvermögen
0,6 m³



K 55 EL
Frontlader
Nutzlast 1500 kg
Fassungsvermögen
0,6 m³

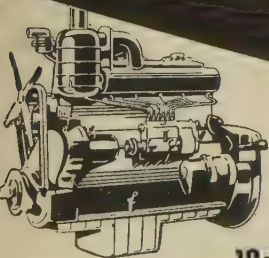
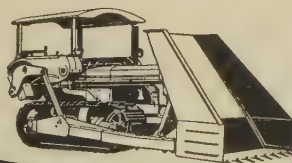


K 55 E
Planerraupe
mit FRISCH oder
MENCK Planier-
einrichtung. Leistung
je nach Förderweg
20-75 m³/Std.



K 90 E
Planerraupe
mit FRISCH oder
MENCK Planier-
einrichtung. Leistung
je nach Förderweg
30-110 m³/Std.

K 90 KH 2
Überkopflader
Nutzlast 2 t
Fassungsvermögen
1,2 m³



10-100 PS Diesel-
Motoren für alle
Zwecke



HANOMAG · HANNOVER

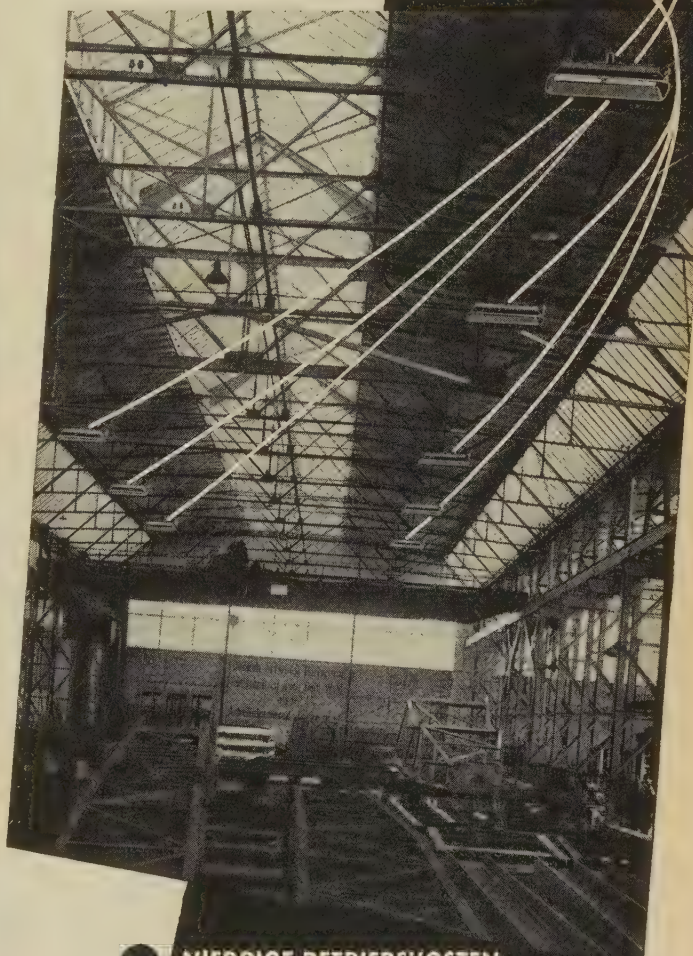
HANOMAG auf der Industriemesse Hannover
Freigelände Block F, Stand 601, Berliner Straße

BIETSCHE

SCHWANK



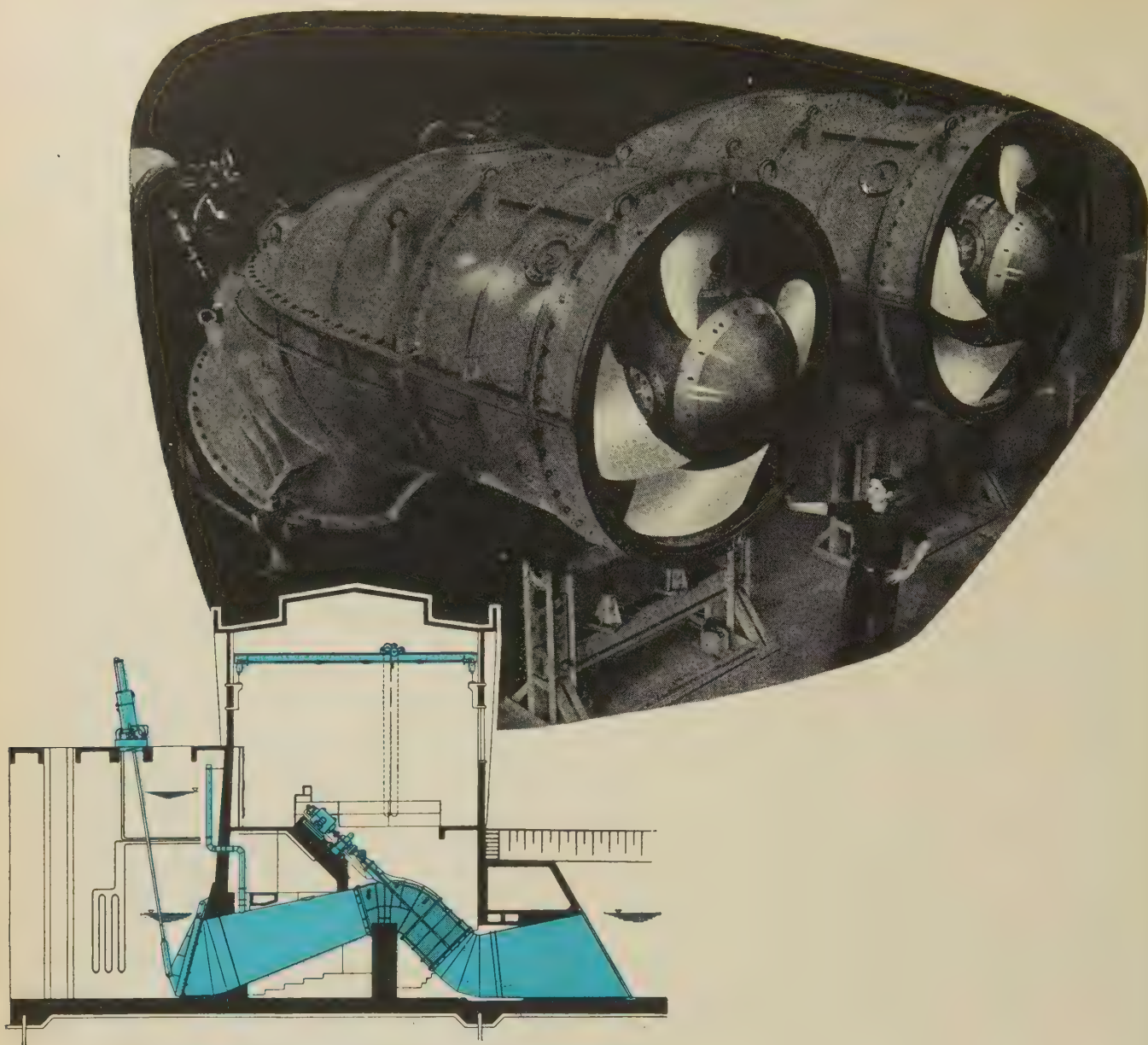
INFRAROT GASSTRAHLUNGS- HEIZUNG



- NIEDRIGE BETRIEBSKOSTEN
- KURZE ANHEIZZEITEN
- KEINE BAULICHEN VERÄNDERUNGEN
- KEIN PLATZBEDARF AM BODEN
- GERINGE ANLAGEKOSTEN

SCHWANK

GASGERÄTE G M B H
KÖLN-KALK, TELEFON 8 03 81



Für große Entwässerungs- und Bewässerungsanlagen wird der M·A·N-Schraubenschaufler auch in schräger Anordnung verwendet. Diese Bauweise kann ebenfalls mit verstellbaren Schaufeln ausgeführt werden. Die günstige Formgebung ermöglicht hohe Gesamtwirkungsgrade, die bei Großausführungen bis zu 90% betragen.

M · A · N - P U M P E N

LEISTUNG · FORSCHUNG · FORTSCHRITT

MASCHINENFABRIK AUGSBURG-NÜRNBERG AG. · WERK GUSTAVSBURG

Straßenbrücken in USA.

Von Ministerialrat Dr.-Ing. W. Klingenberg, Bonn.

Der Verfasser hatte im Frühjahr 1954 Gelegenheit, an einer Studienreise nach den Vereinigten Staaten von Amerika (USA) teilzunehmen, die im Rahmen der OEEC zum Studium derjenigen Einrichtungen und Regelungen dienen sollte, die man in USA in dem Aufgabenbereich des Straßenverkehrsbauingenieurs zusammenfaßt. Darunter fallen Planung und Bau von Straßen einschl. Straßenbrücken, -tunnels usw., ferner die Regelung des Straßenverkehrs



Abb. 1. Brüstung und Geländer einer Brücke im Zuge des Penn-Lincoln-Parkway bei Pittsburgh.
Vorn rechts Drahtseilanschlüsse mit Spannschlössern als seitliche Sicherung auf den Brückenrampen.

einschließlich des in USA besonders schwierigen Parkproblems. Im folgenden sollen die Eindrücke wiedergegeben werden, die den Verfasser als Brückenbauer besonders interessierten.

Gemessen an den Verhältnissen in Europa ist die technische Entwicklung des Straßenbrückenbaus in USA zurückgeblieben. Wer nach Amerika fährt, um auf dem Gebiete des — nach unseren Begriffen — modernen Brückenbaues zu lernen, wird enttäuscht sein. Stählerne Brücken werden in überwiegender Zahl noch genietet. Erst seit wenigen Jahren sind einige Bauverwaltungen, wie z. B. die California Division of Highways, dazu übergegangen, geschweißte Konstruktionen in größerem Umfang zu verwenden. Daneben finden in neuester Zeit im Stahlbau auch Verbindungen durch hochfeste Schrauben Verwendung. Verbundträgerbrücken werden insbesondere als Überführungsbauwerke an neuen Autobahnen (turnpikes)



Abb. 2. Gespannte Drahtseile als seitliche Sicherung an Schnellverkehrsstraßen. Zwischen Pfosten und Drahtseilen sind runde Stahlbleche zur Federung angeordnet.

häufig angetroffen, aber meist als einfach gelagerte Balken mit Gelenkfugen über den Stützen. Spannbetonbrücken sind noch recht selten. Dieser Stand des amerikanischen Brückenbaues liegt in den sachlichen Voraussetzungen begründet. Die Stahlpreise liegen dort annähernd auf gleicher Höhe wie in Europa, während die Löhne ein Mehrfaches der hiesigen Löhne betragen. Aus diesem Grunde scheiden lohnintensive Bauweisen, wie sie in Deutschland zur Einsparung von Stahlgewicht gern verwendet werden, in USA aus.

So findet man drüben kaum komplizierte Systeme wie Durchlaufträger in Spannbeton oder in Verbundkonstruktion, die sowohl im Technischen Büro als auch auf der Baustelle umfangreiche Arbeiten durch teure Fachkräfte erfordern. Dazu kommt noch ein anderer Grund. Autobahnen und große Brücken werden in USA vielfach aus Anleihen finanziert, die aus laufenden Benutzungsgebühren verzinst und amortisiert werden müssen. Sobald das Geld aufgebracht ist, besteht größtes Interesse daran, die Bauwerke schnell in Verkehr zu geben, damit sie in möglichst kurzer Zeit Einnahmen bringen können. Aus vorgenannten Gründen wird sich — um die Worte eines amerikanischen Brückenbauers zu gebrauchen — „Uhrmacherarbeit“, wie sie in Deutschland üblich ist, im amerikanischen Brückenbau nicht einbürgern, da sie meist mit zeitraubenden Arbeitsvorgängen verbunden ist.

Daß dieser Stand in der Entwicklung des amerikanischen Brückenbaues verglichen mit Deutschland auf sachlichen Voraussetzungen beruht und nicht etwa auf Mangel an technischem Können oder fortschrittlichem Geist, beweisen die hervorragenden Leistungen im Bau weitgespannter Hängebrücken. Auf diesem Gebiete sind die Amerikaner führend in der Welt, was allerdings mit darin begründet ist, daß in den USA der Bedarf an solchen Brücken größer ist als beispielsweise in Europa.

In Deutschland herrscht vielfach die Ansicht vor, daß die USA das klassische Land für die Verwendung von Leichtfahrbahnen auf Straßenbrücken sei. Gitterroste mit und ohne Ausfüllung der Hohlräume sind dort schon seit längerer Zeit angewendet worden, und Brückenfahrbahnen mit ebenem Deckblech auf Walzträgern (sog. Battledock Floor) haben viel dazu beigetragen, die anfänglichen Bedenken gegen ähnliche Ausführungen in Deutschland



Abb. 3. Überführung über den Penn-Lincoln-Parkway bei Pittsburgh. Die Formgebung des mittleren Überbaues ist mit den anschließenden Seitenöffnungen nicht abgestimmt.



Abb. 4. Klare und zweckmäßige Gliederung eines Überführungsbauwerkes.

Die Schürzen an den Flügelmauern vor der Platte des Überbaues erscheinen jedoch reichlich schwach. Besser würde das Gesims über die Flügel durchgeführt.

(orthotrope Platte) zu beseitigen. Der Verfasser war deshalb überrascht, bei zahlreichen besichtigten neuen oder in Bau befindlichen Straßenbrücken solche Fahrbahnen nur dort zu finden, wo besondere Umstände vorliegen, z. B. offene Gitterroste bei Klappbrücken und Hängebrücken, bei letzteren teils nur in den Bereichen, die in Form von

Schlitzten zur Verbesserung der aerodynamischen Verhältnisse dienen sollen. Im übrigen bestand die Fahrbahn bei den besichtigten Brücken durchweg aus Stahlbetonplatten, meistens unmittelbar befahren und oft in Verbund mit der Stahlkonstruktion. Um den schädlichen Einfluß von Streusalzen auf den Beton herabzumildern, werden dem Beton

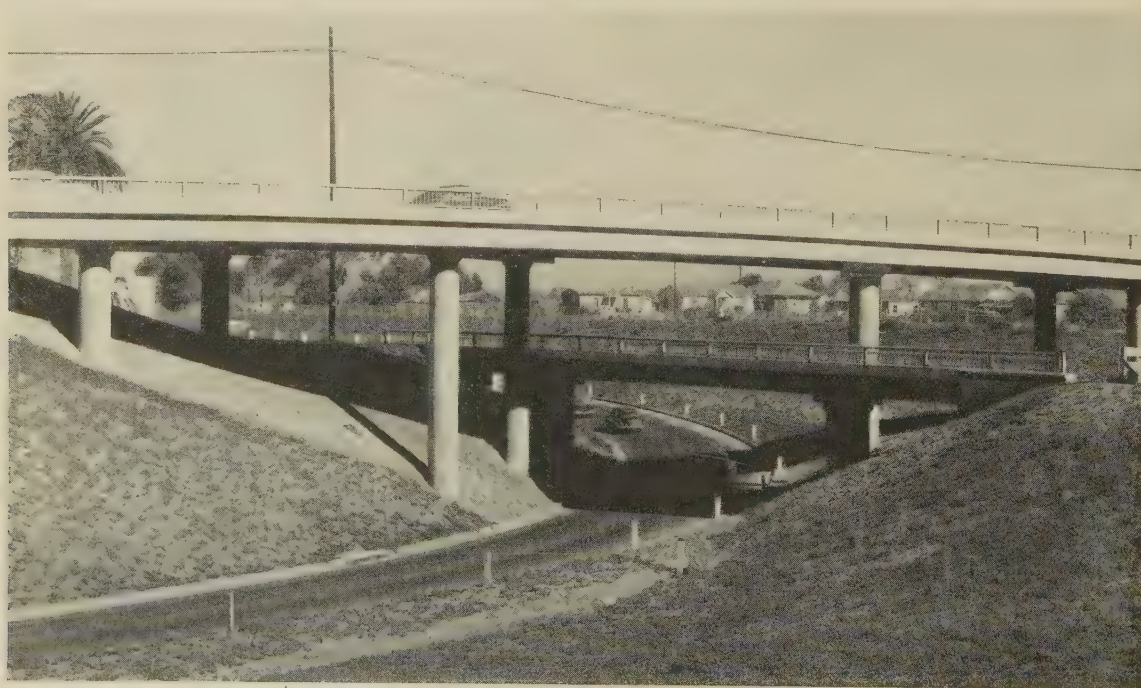


Abb. 5. Überschneidung von 3 Verkehrsstraßen an einem Punkt in San Diego, California. Klare und zweckmäßige Gliederung, besonders der oberen Brücke.

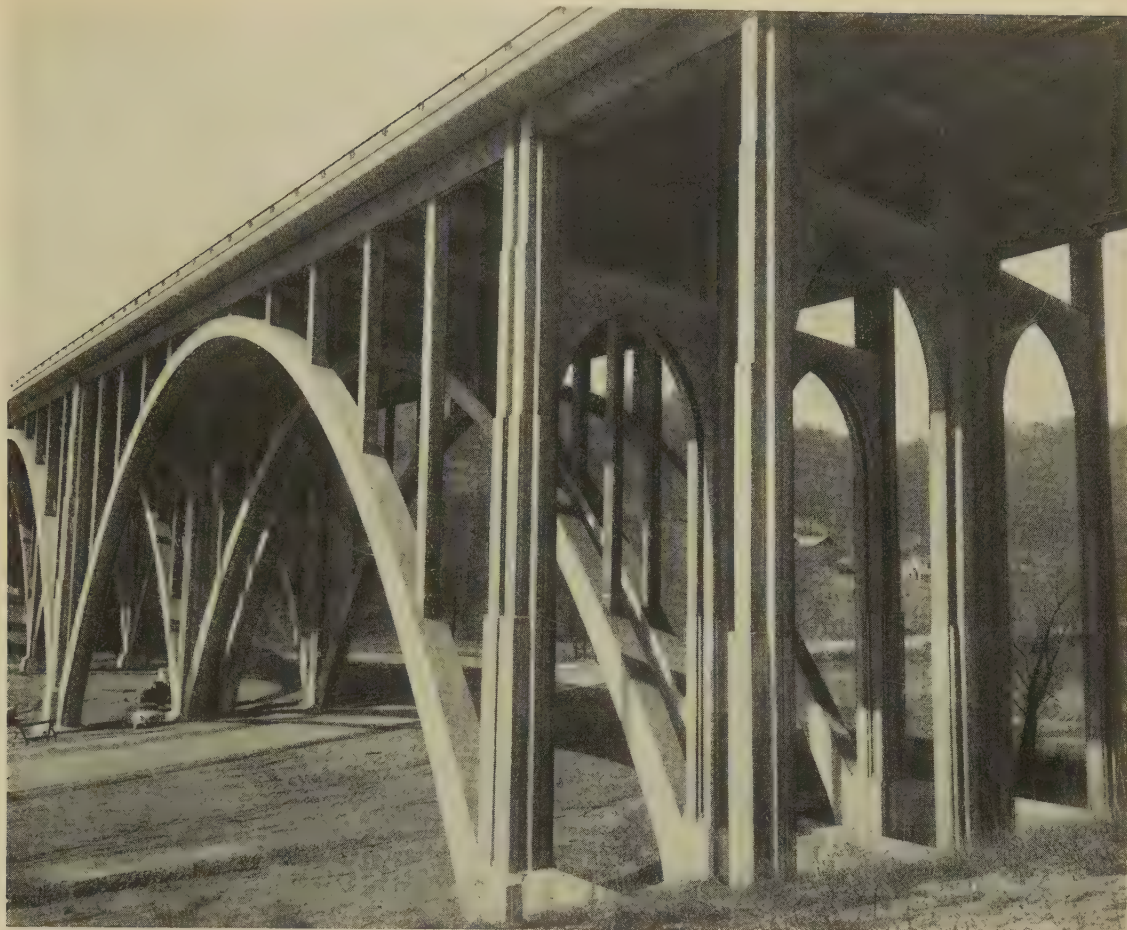


Abb. 6. Straßenbrücke bei Pittsburgh.
Ansprechende Gestaltung der Bögen. Demgegenüber erscheint die Gliederung der vorderen säulenartigen Ständer und Querscheiben etwas gekünstelt.

vielfach luftporenbildende Zusätze zugefügt. Bemerkenswert ist, daß fast überall bei Straßenbrücken und Hochstraßen sehr kräftige Schrammborde oder Brüstungen vorgesehen werden, wobei die letzteren oft noch einen kräftigen Geländerholm erhalten. Ein Beispiel für eine solche Brüstung zeigt Abb. 1. Diese Maßnahmen sollen das Abstürzen von Fahrzeugen über den Brückenrand verhindern. Aus dem gleichen Grunde findet man drüben an fast allen neuen Durchgangsstraßen und Autobahnen, soweit sie auf Dämmen von mehr als 3 m Höhe liegen, wie auch auf Rampen vor und hinter den Brücken, Schutzvorrichtungen gegen seitliches Abgleiten, die meist aus kräftigen gespannten Drahtseilen bestehen (Abb. 2). In dieser Hinsicht wird in den USA mehr für die Sicherheit des Verkehrs getan, als es in Europa üblich ist, selbst wenn es auf Kosten der Landschaftsgestaltung und der ästhetischen Wirkung geht und nicht unbeträchtliche Bau- und Unterhaltungskosten verursacht.

Brücken waren früher in den USA reine Zweckbauten, und auf schönheitliche Gestaltung oder auch nur ansprechende Gliederung wurde wenig oder kein Wert gelegt. Dies hat sich in neuerer Zeit geändert, und um einen Anreiz zu geben, werden die schönsten Bauwerke jährlich prämiert und in der Fachpresse herausgestellt. Man findet deshalb heute neben unharmonisch gegliederten, reinen Zweckbauten (Abb. 3) viele in ästhetischer Hinsicht befriedigende Brücken (Abb. 4 u. 5). Daneben gibt es, wie immer in solchen Entwicklungszeiten, auch Ausführungen, bei denen die gute Absicht zwar zu erkennen ist, aber die Ausführung — wenigstens nach unseren Begriffen — noch nicht befriedigt (Abb. 6), oder Bauten, bei denen man den Zweck mit gekünstelten Mitteln zu erreichen versuchte, wie z. B. eine stählerne, gerade Balkenbrücke, vor deren Überbau man seitlich Schürzen aus Werksteinen mit leicht

gewölbter Unterkante vorgehängt hatte. Auch in ästhetischer Hinsicht findet man bei den weitgespannten Hängebrücken am ehesten Beispiele mustergültiger Formgebung, wie z. B. die altehrwürdige Brooklyn Bridge oder die moderne Bronx-Whitestone Bridge.

Wenn schon, abgesehen vom Bau weitgespannter Hängebrücken, für einen Besucher aus Deutschland auf dem Gebiete des Straßenbrückenbaues in den USA nicht viel Neues zu sehen ist, so war der Verfasser doch überrascht und stark beeindruckt von dem großen Umfang, den der Bau von Schnellverkehrsstraßen in den großen und auch mittleren Städten in USA in letzter Zeit angenommen hat. Er hatte unter anderem Gelegenheit, in Pittsburgh und Chicago im Ausbau befindliche Schnellverkehrsstraßen von nach unseren Begriffen gewaltigen Ausmaßen kennenzulernen.

In Pittsburgh ist im Zusammenhang mit der vollständigen Neugestaltung ganzer Stadtbezirke eine diagonal durch die Stadt führende anbaufreie und meist kreuzungsfreie Schnellverkehrsstraße, der Penn-Lincoln-Parkway, teils bereits fertiggestellt, teils noch im Bau. Diese etwa 30 km lange Schnellstraße weist 4, meist sogar 6 Fahrspuren auf. Das gesamte Projekt ist auf 120 Mio Dollar veranschlagt; es umfaßt u. a. zwei doppelte Straßentunnel — jede Fahrtrichtung hat einen besonderen Tunnel — mit je 1300 m und 1150 m Länge, des weiteren eine zweigeschossige Brücke über den Monongahela-Fluß mit etwa 300 m Länge. Diese Brücke ist ebenso wie die im Zuge einer Abzweigung dicht daneben liegende und etwa gleich große Brücke über den Alleghany-Fluß nicht aus Platzmangel zweigeschossig vorgesehen, sondern um an den Enden beider Brücken die kreuzungsfreie Ein- und Ausfädelung des Verkehrs zu erleichtern. Der ostwärts gerichtete Verkehr benutzt dabei die obere, und der westwärts ge-



Abb. 7. Zufahrts- und Abfahrtsrampen zur Bay Bridge und zum Bayshore Freeway in San Francisco. Stahlbetonplatte auf Stahlträgerrost, getragen von geschweißten, einstieligen eingespannten Stahlrahmen.



Abb. 8. Kreuzung von zwei Schnellverkehrsstraßen in Los Angeles bei Nacht. Da wegen der engen Bebauung die Anordnung der Anschlüsse in Form eines Kleeblattes nicht möglich war, wurde eine viergeschossige Anordnung der Verkehrswege gewählt. Die technisch schwierige Aufgabe ist gut gelöst.

richtete Verkehr die untere Fahrbahn; beide haben je 4 Fahrspuren. Abb. 9 veranschaulicht eine der sehr komplizierten Anschlußstellen des Penn-Lincoln-Parkway an das übrige Straßennetz.

Die Stadt Chicago beabsichtigt, ein städtisches Netz von 8spurigen, kreuzungs- und anbaufreien Schnellstraßen von 120 km Länge zu bauen. Hiervon ist der in Nord-Süd-Richtung am Michigan-See entlang auf aufgefülltem Gelände verlaufende Lake Shore Drive von 20 km Länge fertiggestellt. Derselbe bewältigt im Spitzenverkehr etwa 12 000 Fahrzeuge je Stunde, davon 10 000 in einer Richtung, und zwar vormittags in Richtung Stadtmitte, nachmittags in umgekehrter Richtung. Dabei kann der Richtungsverkehr durch besondere Einrichtungen jederzeit in 6 + 2 oder 4 + 4 oder 2 + 6 Fahrspuren aufgeteilt werden, so daß die Schnellstraße auch bei vorwiegend in einer Richtung anfallendem Verkehr voll ausgenutzt werden kann.

Die Kosten für das noch im Bau oder in der Planung befindliche restliche Netz mit rd. 100 km sind mit 470 Mio Dollar veranschlagt. Davon befindet sich die in Ost-West-Richtung verlaufende sogenannte West-Route bereits im Bau. Abb. 10 veranschaulicht das System der Kreuzungs- und Anschlußstelle mit einer geplanten von Süd nach Nordwest verlaufenden Schnellstraße gleicher Art. Diese Kreuzungs- und Anschlußstelle ist für ein Verkehrsaufkommen von 170 000 Kraftfahrzeugen je Tag entworfen und stellt ein Labyrinth von Brücken, schiefwinkligen Überschneidungen und in Kurven verlaufenden aufgeständerten Rampen dar. Zur Durchführung dieses Bauprogramms müssen kilometerlange Reihen der vorhandenen Bebauung niedergelegt werden. Dies alles ist nötig, um die inneren Stadtbezirke den heutigen Anforderungen des Autoverkehrs entsprechend so zu erschließen, daß sie vor einer sonst unvermeidlichen Entwertung bewahrt werden.

Solche nicht immer, aber meistens kreuzungsfrei angelegten Hauptverkehrsstraßen bringen mit ihren zahlreichen, oft schiefwinkligen oder spiralenförmigen, häufig auch mehrstöckigen Überschneidungen eine Fülle von Problemen mit sich, die uns anschaulich vor Augen führen, welche Aufgaben auch dem Europäer in naher Zukunft bevorstehen werden. Da die Motorisierung des Straßenverkehrs in Europa den Verhältnissen in Amerika in einem zeitlichen Abstand folgt, können wir auf diesem Gebiet aus den jetzigen Problemen der Amerikaner für die nahe Zukunft gewiß viel lernen. In den Großstädten erfordert der unbehinderte Verkehrsfluß oft noch den Bau von viele Kilometer langen Hochstraßen oder Straßentunnels. Die Hochstraßen haben mindestens 4, oft 6 und in manchen Orten auch 8 Fahrspuren, die durch weiße Striche markiert sind und von den Kraftfahrern durchweg in mustergültiger Disziplin eingehalten werden. Da alle Schnellverkehrsstraßen nur für den Autoverkehr bestimmt sind, weisen die Hochstraßen an den Seiten nur schmale Schrammborde auf. Berechnet werden sie meistens für die amerikanische Lastenklasse H 20. Zum Teil wird in neuerer Zeit dazu noch die Belastung durch ein schwereres Einzelfahrzeug vorgesehen.

Hochstraßen werden sowohl in Stahlbeton als auch in Stahlbauweise ausgeführt. Am

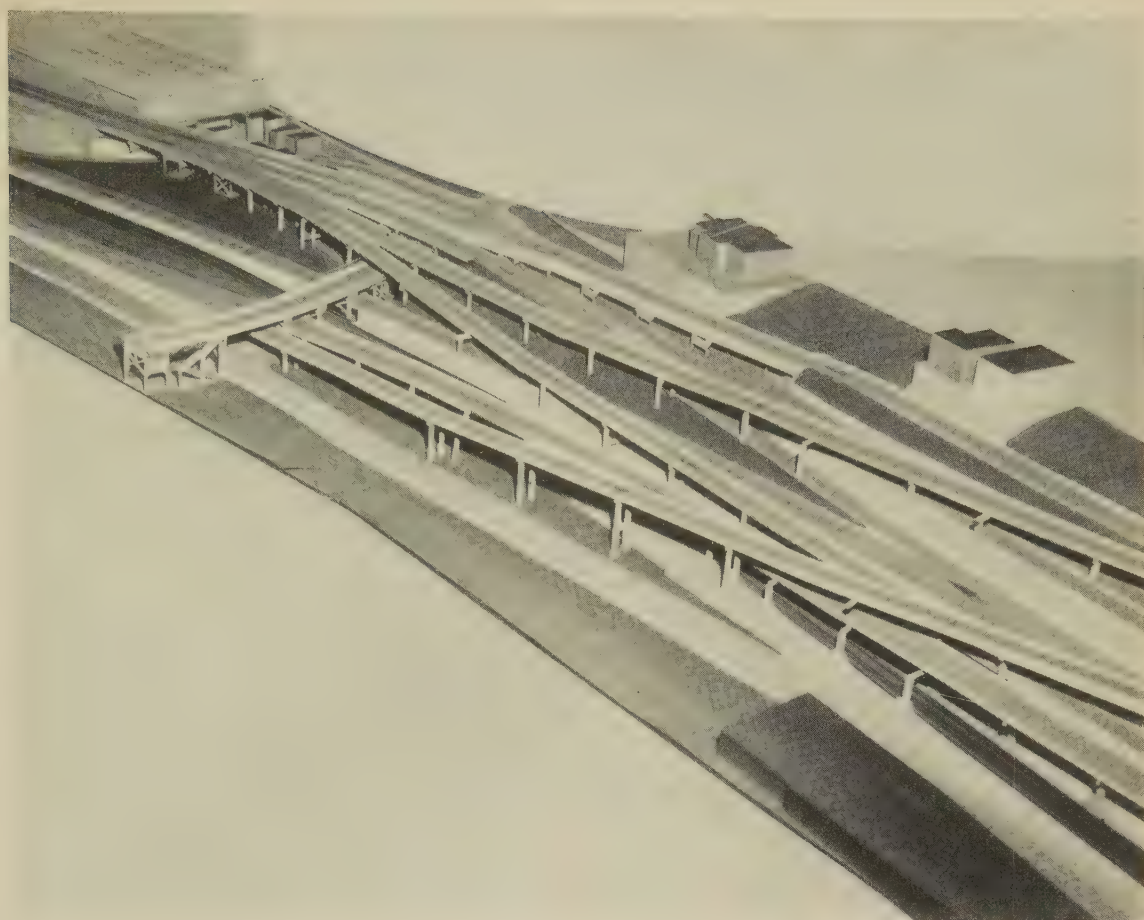


Abb. 9. Modell der im Bau befindlichen Brady Street Intersection im Zuge des Penn-Lincoln-Parkway in Pittsburgh mit kreuzungsfreien Rampen zu dem Boulevard of the Allies, je einer oberen und unteren Hangstraße und Zufahrt zur Brücke über den Monongahela-Fluß. Gleichzeitig wird eine mehrgleisige Eisenbahn spitzwinklig überquert.

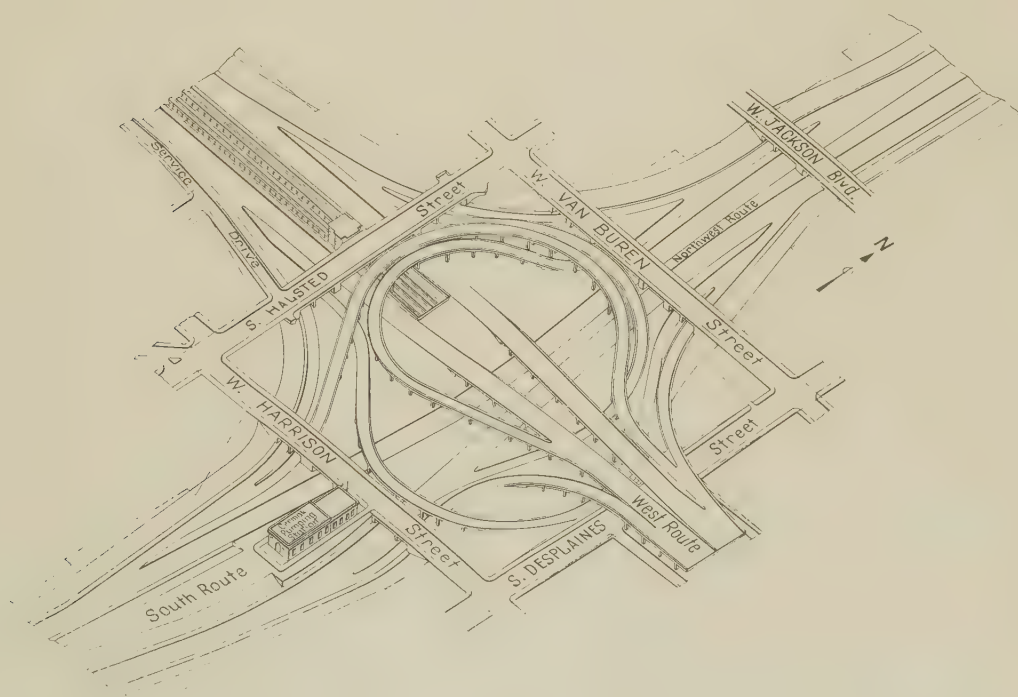


Abb. 10. Schema der im Bau befindlichen Halstad Street Traffic Interchange in Chicago. Überschneidung von zwei je achtspurigen Schnellverkehrsstraßen mit kreuzungsfreien Anschlußrampen. Die im westlichen Abschnitt (links oben) auf dem Mittelstreifen befindliche Schnellbahn wird von der Kreuzung ab (nach rechts) als Untergrundbahn weitergeführt.

häufigsten ist eine Bauweise, die aus einer unmittelbar befahrenen Stahlbetonplatte auf stählernen Überbauten besteht, die entweder auf stählernen Stützen ruhen oder häufig auch auf Säulen oder Rahmen aus Stahlbeton gelagert sind. Für die Verwendung von stählernen Überbauten ist wohl in erster Linie die einfache und schnelle Montage entscheidend, während für die Ausführung der Säulen und Rahmen in Stahlbeton ästhetische Gründe maßgebend sein dürften. Dabei erscheint aber die Kombination von Stahlbetonplatte, Stahlträger und Stahlbetonunterbauten nicht immer befriedigend. Auch könnte die Gliederung der Stahlkonstruktion in ästhetischer Hinsicht oft noch verbessert werden. In neuerer Zeit werden Hochstraßen oder Brückenrampen auch in Spannbeton ausgeführt, wobei wegen der schnelleren Montage Spannbetonfertigteile meist bevorzugt werden.

Die Finanzierung von Schnellverkehrsstraßen, die in Stadtbezirken liegen oder durch solche hindurchführen, erfolgt meist durch Stadt und Staat (Land) gemeinsam. Erstreckt sich das Projekt über den Stadtbezirk hinaus, beteiligt sich oft auch der anschließende Kreis. Fast stets gibt die Bundesregierung aus dem Federal Aid Fund erhebliche Zuschüsse und sichert sich dadurch ihren Einfluß auf eine zweckmäßige Gestaltung nach übergeordneten Gesichtspunkten. Oft wird für die Durchführung eine besondere Behörde (Authority) gebildet, der bestimmte, gesetzlich geregelte Vollmachten übertragen werden.

Etwas anders liegen die Verhältnisse bei Großbrücken mit überragender Verkehrsbedeutung und bei den dem Fernverkehr dienenden Autostraßen, den sogenannten Turnpikes, die in ihrer technischen Gestaltung und Verkehrsregelung sehr den deutschen Autobahnen entsprechen. Auch hierfür werden gewöhnlich mit besonderen Voll-

machten versehene eigene Behörden gebildet. Die Finanzierung erfolgt jedoch in der Regel durch Anleihen, die aus Benutzungsgebühren verzinst und getilgt werden.

Wie gesagt, war der Umfang der in der Planung oder im Bau befindlichen Schnellverkehrsstraßen, Hochstraßen, Tunnels, Rampen, Kreuzungen usw. besonders in den Großstädten für den europäischen Straßenverkehringenieur und Brückenbauer sehr interessant und eindrucksvoll. Wenn er dabei auch wenig findet, was konstruktiv neu erscheint, so ist es doch sehr wertvoll, einen anschaulichen Überblick über den Umfang und Charakter der Aufgaben zu bekommen, die ihm bei weiter anhaltender günstiger wirtschaftlicher Entwicklung in Kürze auch in Europa bevorstehen. Amerikanische Fachleute haben dem Verfasser verschiedentlich gesagt, daß die für den Straßenbau zuständigen Stellen in USA diese eingetretene Entwicklung des Verkehrs nicht vorausgesehen haben, und daß deshalb heute ungeheure Gelder ausgegeben werden müßten, die man hätte sparen können, wenn man vor zwei bis drei Jahrzehnten vorausschauender geplant und gebaut hätte. Auch hieraus sollte man bei uns die richtigen Folgerungen ziehen. Dabei können die amerikanischen Vorbilder nicht nur wertvolle verkehrstechnische Anregungen geben; es sind vielmehr auch die mit solchen großen Projekten stets verknüpften rechtlichen Regelungen, wie Finanzierung, Grunderwerb und Enteignungsmöglichkeiten, eines Studiums der amerikanischen Verhältnisse wert. Denn gerade an diesen Fragen sind großzügige Wiederaufbaupläne deutscher Städte oft gescheitert.

Die Photographien wurden von folgenden Stellen zur Verfügung gestellt: Pennsylvania Department of Highways Abb. 9 — State Department of Public Works Division of Highways, Sacramento, California Abb. 4, 5, 7, 8 — Pittsburgh Photographic Library Abb. 6.

Die Schürfkübelraupe im Einsatz.

Von Dr.-Ing. G. Kühn, Hamburg.

Als die Schürfkübelraupe auf der Technischen Messe Hannover 1953 der Fachwelt vorgestellt wurde, wußten nur wenige, daß dieses Gerät bereits auf eine zehnjährige Einsatzzeit zurückblicken konnte. Die Erfahrungen allerdings, die sich in diesem Zeitraum ergeben haben, blieben der interessierten Öffentlichkeit verborgen —, bedingt einmal durch die Besonderheit der Einsätze, zum anderen durch die Tatsache, daß der größte Teil der Geräte in den Wirren der Kriegs- und Nachkriegszeit untergegangen war. Es mutet wie eine moderne Odyssee an, wenn Schürfkübelraupen, einst im Osten eingesetzt, nach langer Wanderschaft durch die Länder und Völker Asiens nach dem Kriege in Afrika wiedergefunden wurden.

Die Schürfkübelraupe, vor 1½ Jahren noch ein „neues“ Gerät, dem sich das Interesse der Bauwirtschaft nur zögernd zuwandte, weil kaum greifbare Einsatzerfahrungen vorlagen, hat inzwischen auf verschiedensten Baustellen ihre Bewährungsprobe abgelegt. Am Ende der diesjährigen Bausaison, also 1½ Jahre nach ihrem neuerlichen Auftreten, scheint es angebracht, einen Rückblick auf die Erfahrungen zu halten, die inzwischen gemacht wurden.

Rufen wir uns noch einmal die Besonderheiten dieses Gerätetyps in Erinnerung:

Die Schürfkübelraupe ist ihrem technischen Aufbau nach ein selbstfahrender Schürfkübel auf Raupenfahrwerk. Zusätzlich ist ein Planierschild angebracht, der Schwerpunkt aber liegt auf dem Kübel. Schürfkübel sind nichts neues. Als Anhängeschürfwagen wirken sie schon seit

Jahrzehnten bei allen größeren Erdbauarbeiten mit. Auch selbstfahrende Schürfkübel sind hinreichend bekannt. Als Motorschürfwagen (Le Tourneau-Westinghouse, Euclid, Caterpillar) sind sie auf mancher deutschen Baustelle vertreten. Neu ist die Verwendung des Raupenfahrwerks und die Anordnung des Kübels zwischen den Raupenketten.

Manch einer wird sich fragen: Warum bleibt man heute, in einer Zeit, in der wir eine Konjunktur der Reifenfahrzeuge erleben, in der das amerikanisch orientierte Ausland die Frage „Raupen oder Reifen“ zugunsten der Reifen entschieden zu haben scheint, in der selbst Spezialfirmen wie Caterpillar mit ihren weltweiten Erfahrungen im Bau von Raupenfahrzeugen auf Reifenfahrzeuge übergehen, warum behält man für die Schürfkübelraupe das Raupenfahrwerk bei? Die Antwort hierauf ist: Beim Raupenfahrwerk ist die Bodenpressung geringer und der Kraftschluß größer. Wenn die Reifenleute sofort entgegen werden: Dafür fahren wir schneller und weiter und haben geringeren Verschleiß im Fahrwerk, so soll diesen Argumenten keineswegs widersprochen werden. Inzwischen liegen aber auch auf deutschen Baustellen einige Erfahrungen mit Reifengeräten vor. Sind die Bodenverhältnisse günstig und lassen Förderweite und Geländeoberfläche eine Ausnutzung der höheren Fahrgeschwindigkeit zu, so läßt sich die Überlegenheit des Reifenfahrwerks nicht bestreiten. Wie aber ist es, wenn diese Bedingungen nicht gegeben sind?

Das Reifengerät — wobei hier nur an echte Konkurrenzgeräte wie die Motorschürfwagen und Schürfwagen-

anhänger mit Riesenluftreifen gedacht wird — hat eine Bodenpressung von 2—3 kg/cm², die bei ungünstigen Einsatzverhältnissen auf bis zu 1,5 kg/cm² abgesenkt werden kann. Selbst wenn eine weitere Absenkung des Luftdruckes und damit der Bodenpressung theoretisch möglich wäre, so stiege doch der Reifenverschleiß bei dem dann außerordentlich geringen Luftdruck ganz erheblich, und an eine wirtschaftliche Geräteausnutzung wäre nicht mehr zu denken.

Das Raupenfahrzeug kommt hier günstiger weg: Bei der Planieraupe liegt die Bodenpressung zwischen 0,4 bis 0,6 kg/cm², bei der Schürfkübelraupe beträgt sie maximal (bei vollgefülltem Kübel) 0,86 kg/cm². Dieser Vergleich mag zeigen, daß der Schürfkübel mit Raupenfahrwerk in wenig tragfähigem Boden weniger einsinkt als ein Reifenschürfwagen. Es steht außer Zweifel, daß die Reifenschürfwagen sehr wirtschaftlich arbeitende Geräte sind. Aber sie haben im Einsatz ihre Grenzen. Eine dieser Grenzen wird dann akut, wenn auf einer Baustelle gearbeitet wird, die in wenig tragfähigem Gelände liegt oder wetterempfindliche Böden hat und unbeständigen Witterungsverhältnissen ausgesetzt ist.

Das Raupenfahrwerk senkt die Wetter- und Bodenempfindlichkeit des gleislosen Gerätes erheblich. In unserem Gebiet mit wechselnden maritimen und kontinentalen Klimaverhältnissen ist dieser Punkt nicht zu übersehen.

Der andere Gesichtspunkt für die Verwendung des Raupenfahrwerks wurde bereits angedeutet. Es ist der höhere Kraftschluß zwischen Fahrwerk und Fahrbahn. Unter normalen Verhältnissen beträgt der Kraftschlußbeiwert beim Raupenfahrwerk $\mu = 0,85$, beim Reifenfahrwerk dagegen $\mu = 0,5$. Solange der Schürfkübel von einem Raupenschlepper gezogen wird, fällt diese Tatsache nicht ins Gewicht. Anders ist es, wenn sich der Motorschürfwagen, der auf Reifen fährt, selbst füllen muß. Dann rutschen die Antriebsreifen schon bei mittlerem Schürf- und Füllwiderstand erheblich, und der Einsatz einer Schubraupe wird unerlässlich.

Bei der jetzt üblichen Konstruktion der Motorschürfwagen (Schürfwagen aufgesattelt auf ein- oder zweiachsigen Reifenschlepper) wird nur die vor dem Kübel liegende Achse angetrieben, nicht dagegen die rückwärtige. Vom Gesamtgewicht des Gerätes stützen sich in unbeladenem Zustand nur etwa 70 %, in beladenem Zustand nur etwa 55 % auf die (vordere) Antriebsachse ab. Nun setzt sich aber der Kraftschluß zwischen Fahrwerk und Fahrbahn aus zwei Faktoren, der Reibung der Rad- bzw. Raupenfläche und der Verzahnung der Greifrippen, zusammen. Beim Reifen entfallen etwa 60 % auf die Reibung und 40 % auf die senkrechten Schubflächen der Reifenstollen. Bei der Raupenkette wirkt die horizontale Raupenfläche nur mit 20 %, die senkrechte Greiffläche dagegen mit 80 %. Das Reifengerät ist zur Erzielung eines hohen Kraftschlusses viel mehr auf großes Adhäsionsgewicht angewiesen als die Raupe, und gerade dafür ist die Gewichtsbelastung der Antriebsachse beim Motorschürfwagen ungünstig. Die Verhältnisse würden besser sein, wenn man die Hinterachse statt der Vorderachse bzw. beide Achsen antreiben könnte. Euclid hat einen solchen Motorschürfwagen bereits in der Erprobung. Die gleiche Firma hat auch einen (schon in Westdeutschland eingesetzten) Motorschürfwagen gebaut, der außer dem normalen Antrieb noch einen zusätzlichen Motor für separaten Heckantrieb hat. Das bedeutet aber: zusätzlichen Verschleiß und zusätzlichen Kraftstoffverbrauch.

Wie dem auch sei: Durch konstruktive und baubetriebliche Maßnahmen läßt sich die Schürfkraft der Reifenschürfwagen vergrößern; ohne Mitwirkung einer Schubraupe kommt man aber in mittlerem und schwerem Boden nicht aus. — Die Schürfkübelraupe hat Raupenfahrwerk; dadurch ist gewährleistet, daß ein Maximum an Motorkraft in Vorschub umgewandelt wird. Zudem ist die Schneide des

Kübels schmaler als bei gleich großen Reifenschürfwagen. Bei diesen liegt das Fahrwerk vor und hinter dem Kübel, der Kübel selbst hat die volle Fahrwerksbreite. Bei der Schürfkübelraupe liegt der Kübel zwischen den Raupen, er ist schmaler. Das Verhältnis ist etwa 2,6 m zu 1,9 m, und der spezifische Druck an der Schneide wird höher.

Nimmt man für beide Geräte ein Gesamtgewicht von je 18 t an (Abb. 1) und geht man vom unbeladenen Zustand aus (Beginn des Schürfens), so verteilen sich die 18 t Gesamtgewicht beim Motorschürfwagen zu 70 % auf die Vorder- und zu 30 % auf die Hinterachse. Angetrieben wird nur die Vorderachse, auf deren beide Reifen 12,6 t Gewicht kommen. Bei einem Kraftschluß von $\mu = 0,5$ ergibt sich ein nutzbarer Vorschub von 6,3 t. Sie verteilen sich auf 2,6 m Schneidenbreite, so daß die horizontale Grabkraft 2,4 t pro Meter beträgt.

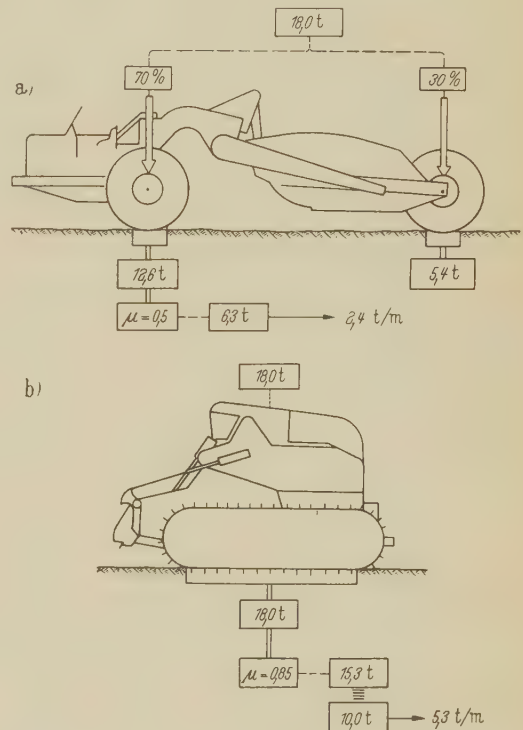


Abb. 1. Die horizontale Grabkraft der Schürfgeräte.
a) Motorschürfwagen; b) Schürfkübelraupe.

Rechnet man das Beispiel mit voll beladenem Gerät (Ende des Schürfens), so ergibt sich bei höherem Gesamtgewicht und anderer Gewichtsverteilung eine Grabkraft von 3,1 t/m. Dieser Wert hat allerdings nur theoretische Bedeutung. Während beim Schürfbeginn noch kein Füllwiderstand auftritt und die ganze Vorschubkraft zum Überwinden des Schürfwiderstandes eingesetzt werden kann, ist am Ende des Schürfvorgangs der Füllwiderstand auf das vier- bis fünffache des konstant bleibenden Schürfwiderstandes angewachsen. Die nutzbare Vorschubkraft beträgt unbeladen 6,3 t, beladen 8,0 t. Während erstere in voller Höhe als Grabkraft wirken kann, verteilt sich die letztere auf Schürfen und Füllen. Praktisch liegen die Verhältnisse gegen Ende der Füllbewegung ungünstiger als an ihrem Anfang.

Bei der Schürfkübelraupe verteilen sich die 18 t Konstruktionsgewicht auf die gesamte mit dem Boden in Berührung stehende Raupenfläche. Der Kraftschluß ist wesentlich größer ($\mu = 0,85$) und der Vorschub beträgt 15,3 t (von denen freilich nur 10 t ausgenutzt werden können, da die motormäßige Vortriebskraft des Gerätes nicht größer ist). Diese 10 t auf 1,9 m Schneide verteilt, ergeben eine Schürfkraft von 5,3 t/m Schneidebreite, also 3,8mal mehr als beim Schürfwagen.

Es ist einleuchtend, daß die Schürfkübelraupe auch in festeren Böden ohne fremde Hilfe noch leistungsfähig arbeiten kann, während Motorschürfwagen ein oder zwei Schubraupen als Ladehilfe benötigen.

Das Kraftschlußproblem kann aber auch in weichem, wenig verdichtetem Sandboden dem Reifenschürfwagen zum Verhängnis werden: Der vertikalen Belastung durch die Bodenpressung der Reifen hält der Sandboden immer stand, selten dagegen der horizontalen Krafttrichtung des Vorschubes der Reifenfläche. Der Scherwiderstand von Sandboden ist sehr gering und die Belastungsfläche der Reifen mit dem Boden klein. Es werden relativ wenig Sandkörner zur Aufnahme des Vorschubes herangezogen. So kommt es häufig vor, daß die Antriebsräder des Reifengerätes bei dem hohen Rollwiderstand in lockerem Boden zur Fortbewegung mehr Vorschub auf die Bodenoberfläche übertragen müssen als die Schubfestigkeit des rolligen Fahrbaumaterials aufnehmen kann: Die Reifen beginnen zu mahlen und wühlen sich in kurzer Zeit in den Boden ein. In manchen Fällen können Differentialsperre und Zickzackkurs helfen, — in der Mehrzahl aber ist es der Raupenschlepper, der die festgefahrenen Giganten wieder flott macht.

Beeinflusst die Ausrüstung der Schürfkübelraupe mit Raupenfahrwerk die wetter- und bodenbedingten Einsatzgrenzen und die effektive Schürfkraft, so wirkt sich die Anordnung des Schürfkübel zwischen den Raupenketten günstig auf die Förderleistung aus. Die üblichen Reifenschürfwagen (sowohl als Anhänger wie selbstfahrend) müssen vor jedem Schürfen und nach jedem Entladen wenden (Abb. 2 a); dabei geht Zeit verloren, die auf der produktiven Seite des Förderprozesses ausfällt. Die Schürfkübelraupe mit ihrem zwischen den Raupen liegenden Kübel fährt zwischen Be- und Entladestelle hin und her ohne zu wenden (Abb. 2 b) — ein Vorteil, der sich auf kurzen Förderstrecken noch günstiger auswirkt als auf langen. Motorschürfwagen fahren im Kreisverkehr, die Schürfkübelraupe im Pendelverkehr.

Dieser Unterschied wird so lange bestehen bleiben, wie eine konstruktive und betriebstechnisch einwandfreie Lösung für den Allradantrieb der Reifen-Erdbaugeräte fehlt, so lange also, wie der angehängte und auch der aufgestellte Schürfwagen gezogen werden müssen.

Auf jeden Fall stellt der Pendelverkehr einen leistungsmäßigen Vorteil dar, den zu erreichen das Ziel aller Reifenschürfwagen-Konstrukteure ist, zumal jede Wendung einen

auch die Anwendungsmöglichkeiten des Gerätes erheblich. Beim luftbereiften Schürfwagen läuft vor der Kübelöffnung stets ein Radpaar. Der Kübel kann nicht bis unmittelbar an den Böschungsrand fahren und dort über die Böschungskante kippen und entleeren. Das Material muß vor der Böschung ausgeschüttet und mit einer Planierraupe über die Kante geschoben werden. — Bei der überwiegenden Zahl der Bauarbeiten wird dieser Nachteil nicht zum Tragen kommen. Es gibt aber Projekte, bei denen keine andere Möglichkeit besteht als einen Damm durch Kopfschüttung voranzutreiben. Das ist der Fall, wenn Straßen oder Bahndämme durch steil einschneidende Täler gelegt werden müssen, bei denen Einschnitt und Auftrag in schroffem Wechsel aufeinander folgen; das ist notwendig, wenn ein Damm in einen Teich oder Sumpf vorgetrieben werden soll, wo sich das Gerät seine Fahrbahn selbst schütten muß; das ist schließlich der Fall, wenn bei Flußregulierungen, Trockenlegung von Niederungen oder Landkultivierungen Sperrdämme gezogen werden müssen. In allen diesen Fällen sind Reifenschürfwagen nur sehr

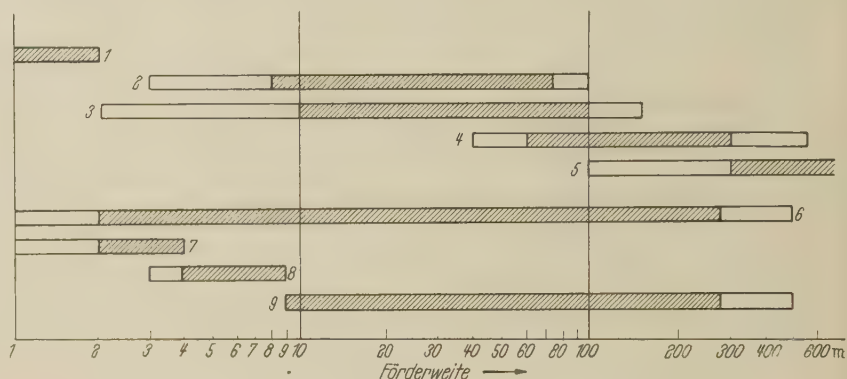


Abb. 3. Wirtschaftlichkeitsbereiche der gleislosen Erdbaugeräte

1 Planierraupe mit Schrägschild; 2 Planierraupe mit Querschild; 3 Reifenplaniergerät; 4 Raupenschlepper und Schürfwagenanhänger; 5 Motorschürfwagen; 6 Schürfkübelraupe, Gesamtbereich; 7 Schürfkübelraupe, Planierschild; 8 Schürfkübelraupe, Kübel offen; 9 Schürfkübelraupe, Kübel geschlossen.

schwer einzusetzen und dann auch nur in Verbindung mit Planierraupen. — Die Schürfkübelraupe kennt hier keine Einsatzschwierigkeiten. Sie fährt unmittelbar an die Böschungskante heran, schüttet vor Kopf aus und kehrt dann, auf der gleichen Spur bleibend, die Fahrtrichtung um.

Die Schürfkübelraupe ist mit Schürfkübel und zusätzlichem Planierschild ausgerüstet, vereinigt also Schürfwagen und Planierraupe in einem Gerät. Unter normalen Einsatzbedingungen reicht der Wirtschaftsbereich der Planierraupe von 10–75 m, der der Schürfwagenanhänger und Raupenschlepper von 75–300 m. Darüber hinaus liegen im allgemeinen luftbereifte Schürfwagen im Preise pro cbm Erdbewegung günstiger (Abb. 3). Schürfwagenanhänger wie Motorschürfwagen fördern das Material im bodenfreien Transport. Die Planierraupe schiebt es vor sich her. Im ersteren Fall wird das Fördergut mit nur geringem Fahrwiderstand gefahren, im zweiten Fall mit großem Fahrwiderstand über den Boden geschoben. Die Planierraupe muß einen erheblichen Teil ihrer Motorleistung für die Überwindung der Reibwiderstände zwischen dem Erdhaufen vor dem Schild und der Geländeoberfläche aufwenden. Um mit normalen Motorgrößen auszukommen, muß der Erdhaufen relativ klein sein und die Geschwindigkeit gering bleiben. Beide Tatsachen schieben die Planierraupe in der entfernungsabhängigen Wirtschaftlichkeitskala an das untere Ende. Sie ist dem Schürfwagen — selbst dem langsam fahrenden, von Raupenschleppern gezogenem Schürfwagen — nur dann überlegen, wenn dieser für das ständige Wenden an der Schürf- und Entladestelle im Verhältnis zur eigentlichen Förderbewegung zu viel

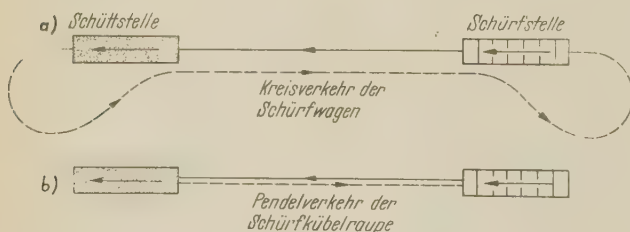


Abb. 2. Förderverkehr der Schürfwagen, a) Reifenschürfwagen; b) Schürfkübelraupe.

Zeitverlust von 10–15 sec mit sich bringt; d. h., bei jedem Umlauf gehen 20–30 sec an produktiver Förderzeit verloren.

Die Anordnung des Kübels zwischen den Raupen bedeutet nicht nur ein Mehr an Leistung, sondern erweitert

Zeit verliert. Der Vorteil der Planierraupe liegt im zeitsparenden Pendelverkehr, der Vorteil des Schürfwagens im bodenfreien, widerstandsarmen Transport.

Beide Vorteile vereinigt die Schürfkübelraupe: Sie fördert bodenfrei und ohne Wendeschleifen. Durch Verzicht auf die Kurven an der Schürf- und Schüttstelle wird die an sich wirtschaftlichere Art des Bodentransportes: nämlich den Boden zu tragen statt zu schieben —, in die bisherige Domäne der Planierraupen, d. h. in den Bereich unter 75 m Entfernung, hineingetragen. Der bodenfreie Transport nach Art der Schürfkübelraupe hat zur Folge, daß auch in dem Bereich, in dem bisher das Material nur geschoben werden konnte, mit der widerstandsarmen Kübelförderung gearbeitet werden kann. Der geringe Fahrwiderstand ermöglicht dann die Beibehaltung eines relativ großen Fördergefäßes, d. h. des Kübels statt des Schildes. Beides: der zeitsparende Pendelverkehr und die großräumige widerstandsarme Kübelförderung, bringen der Schürfkübelraupe eine deutliche Überlegenheit auch in den kurzen Förderweiten bis herunter zu jenen Entfernungen, die durch die notwendige Schürfstrecke zum Füllen des Kübels gegeben sind. Das sind 12—15 m. Bei 15 m Schürfstrecke und etwa 3 m Schüttstrecke ergibt sich als kürzeste Förderweite ein Abstand der Massenschwerpunkte von nicht mehr als 9 m —, also ein Wert, der an der unteren Grenze der Planierraupen-Wirtschaftlichkeitszone liegt.

Der Einsatz der Schürfkübelraupe auf ganz kurzen Distanzen hat zu einer neuartigen Fördermethode geführt: Bei normaler Schürfkübelarbeit mit bodenfreier Förderung ist es üblich, die Kübelklappe nach Beendigung des Schürfens zu schließen, während des Transportes mit geschlossenem Kübel und hoher Geschwindigkeit zu fahren und die Klappe erst bei Beginn des Ausschüttens wieder aufzuziehen. Beim Umschalten von Schürf- auf Transport- und wieder zurück auf Ausschüttgeschwindigkeit entstehen kleine Zeitverluste, die bei kurzen Förderweiten im Verhältnis zur Gesamtumlaufzeit einen relativ hohen Anteil ausmachen. Um dies zu vermeiden ist man dazu übergegangen, unterhalb von etwa 5 m Förderweite den Kübel als offenes Fördergefäß im Sinne des Planierschildes aufzufassen und den Boden mit offenem Kübel wie bei der Planierraupe bodengebunden zu verschieben. Da der Kübel wesentlich schmaler ist als das Schild (1,9 m statt 3,3 m Breite), sind bei gleicher Vorschubkraft größere Schürftiefen möglich. Der Kübel füllt sich schneller und hat gegenüber der Planierraupenförderung den Vorteil, daß er nicht 3, sondern 6,5 cbm faßt.

Das Arbeitsprinzip der Schürfkübelraupe hat die klassische Teilung der wirtschaftlichen Entfernungen bei 75 m überwunden und ermöglicht es, den Schürfkübel im gesamten Entfernungsbereich von 300 m bis herab auf 5 m wirtschaftlich überlegen zu verwenden. Zwar hat die Schürfkübelraupe ein Planierschild, aber das ist nicht mehr Fördergefäß, wie etwa noch bei der Planierraupe, sondern es ist zum „Planier“-Schild im wahren Sinne des Wortes geworden. Es wird nur noch für ausgesprochene Planierarbeiten sowie zum Verbreitern der Fahrbahn bei Einschnitten und dgl. herangezogen. Das Hauptarbeitswerkzeug ist der Schürfkübel. Das Schild ist nur Zusatzgerät.

Die Schürfkübelraupe ist ein Raupenfahrzeug. Sie hat nicht den Vorteil der hohen Fahrgeschwindigkeit der Reifengeräte, aber sie hat andere Vorteile, die oben beschrieben wurden. Motorschürfwagen und Schürfkübelraupen haben ihre Vor- und Nachteile. Sie sind keine Konkurrenzgeräte im eigentlichen Sinne. Baustellen mit festem Boden, ebenem Gelände und Förderweiten über 300 m bringen Vorteile für die hohe Fahrgeschwindigkeit

des Reifengerätes. Baustellen mit wenig tragfähigem Boden, in Schlechtwettergebieten, mit großen Steigungen, unebener Oberfläche und Förderweiten unter 300 m bieten Vorteile für die Schürfkübelraupe. Grenzen zwischen beiden Geräten können nur von Einsatz zu Einsatz gezogen werden. Zu groß ist die Zahl der Faktoren, die wirtschaftlich ins Gewicht fallen. Eines aber kann gesagt werden: Die SR 53 ist ein Gerät, das die konventionelle Einteilung der Erdbaugeräte in Kurz-, Mittel- und Langstreckengeräte —, d. h. Planierraupen, Raupenschlepper mit Schürfwagenanhänger und Motorschürfwagen —, durchbrochen und die beiden ersten Gruppen in einem Gerätetyp zusammengefaßt hat.

War die frühere Dreiteilung der Förderweiteskala bedingt durch die Fahrwerksart (Raupen oder Reifen) und die Fördermethode (Schieben oder Tragen), so wird die jetzige Zweiteilung der Skala nach Erscheinen der Schürfkübelraupe nur noch bedingt durch den Unterschied in der Fahrwerksart. In die Ebene des praktischen Baubetriebes übertragen heißt das: Bodentragfähigkeit, Form der Geländeoberfläche und Förderweite sind die ausschlaggebenden Faktoren. Darüber muß man sich im klaren sein: Reifengeräte haben unbestreitbare Vorteile gegenüber den Raupenfahrzeugen. Ihre Vorteile können sich wirtschaftlich aber nur dann auswirken, wenn man sie auf der Baustelle zur Geltung bringen kann. Reifengeräte brauchen die Voraussetzungen für eine Ausnutzung der hohen Geschwindigkeiten. — Andererseits darf nicht übersehen werden, daß die Schürfkübelraupe mit ihrem Raupenfahrwerk und der Förderung im Pendelverkehr in wenig tragfähigem Boden sowie auf allen kurzen und mittleren Förderstrecken Leistungen erzielt, die kein anderes Gerät derzeit zu erzielen in der Lage ist.

Fassen wir zusammen:

1. Das Raupenfahrwerk gibt der Schürfkübelraupe
 - a) eine geringe Bodenpressung,
 - b) einen hohen Raupenkraftschluß und damit hohe Schürfkraft (kein Hilfsgerät nötig), große Steigtätigkeit, gute Geländegängigkeit.
2. Die Anordnung des Kübels zwischen den Raupen ermöglicht
 - a) einen schmäleren Kübel und damit höhere spezifische Schürfkraft,
 - b) das Fördern im Pendelverkehr und damit das Ausschalten von Wendezeitverlusten,
 - c) das Entleeren vor Kopf und damit das Vortreiben von Dämmen in unbefahrtem Gelände.
3. Die Kombination zwischen Schürfkübel und Raupenfahrwerk vereinigt
 - a) den Vorteil der Planierraupe: zeitsparenden Pendelverkehr,
 - b) mit dem Vorteil des Schürfwagens: bodenfreier, widerstandsarmer Förderung.
4. Die Möglichkeit, mit offenem Kübel im Sinne des Planierraupeneinsatzes zu fördern, ergibt höchste Förderleistungen auf kurzen Strecken.

Im Folgenden seien einige Beispiele für die Einsatzmöglichkeiten und die vielseitige Anwendung der Schürfkübelraupe gebracht: Die Verwendung unter normalen Verhältnissen und im Rahmen der üblichen Erdbauparbeiten soll dabei nicht erörtert werden. Sie ist inzwischen hinreichend bekannt geworden und bringt nichts Neues. Hingewiesen werden soll auf einige jener Einsätze, die für die Eigenarten des Gerätes, wie sie oben beschrieben wurden, typisch sind und von anderen Schürfgeräten bisher nicht erreicht wurden.

Da ist zunächst der Einsatz in wenig tragfähigem Boden. Im Rahmen einer Flußbettregulierung war ein Durchstich von mehreren 100 Metern Länge herzustellen. Das mit dichter Grasnarbe bedeckte Wiesengelände erwies sich als sehr heimtückisch für die Verwendung schwerer Baugeräte. 30—40 cm unter der Geländeoberfläche stieß man bereits auf moorigen Boden. Häufige Regenfälle weichten das Gelände stark auf und das einsetzende Hochwasser tat das Seine, um die Arbeit zu erschweren.

Auf dieser Baustelle kamen einige Schürfkübelraupen zum Einsatz. Unter welchen Umständen und Schwierigkeiten sich dieser Einsatz vollzog, braucht nicht beschrieben zu werden. Abb. 4 spricht für sich. Es soll nicht ver-

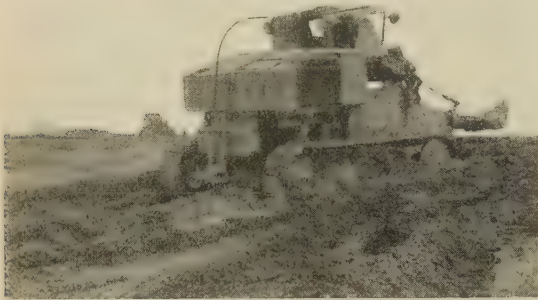


Abb. 4. Einsatz einer Schürfkübelraupe in morastigem Gelände.

schwiegen werden, daß die Geräte oft genug stecken blieben und sich gegenseitig herausziehen mußten, aber sie arbeiteten weiter. An einen Einsatz von Schürfwagenanhängern geschweige denn von Motorschürfwagen war nicht zu denken. Diese Fahrzeuge wären schon vor Erreichen der Baustelle hoffnungslos stecken geblieben. Ihre geringe Bodenpressung konnte die Schürfkübelraupe im Rahmen des dortigen Bauvorhabens in einem weiteren Einsatzfall demonstrieren (Abb. 5). Beim Aushub des Kanalbettes stieß man in etwa 4 m Tiefe auf Grundwasser. Da insgesamt nur 4,50 m auszubaggern waren, lohnte es sich nicht, andere Geräte (z. B. Eimerseilbagger) einzusetzen bzw. das Wasser abzupumpen. Die Schürfkübelraupe arbeitete im Wasser weiter und führte den Erdaushub bis zur gewünschten Tiefe durch. Da die letzten 50 cm der Kanalsohle ständig unter Wasser standen, war die Konsistenz des Bodenmaterials und damit auch die Tragfähigkeit der Baugrubensohle sehr gering —

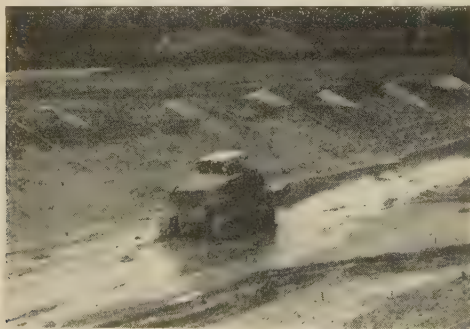


Abb. 5. Schürfkübelraupe beim Aushub der Kanalsohle unter Wasser.

abgesehen davon, daß bei der klebenden Beschaffenheit des Bodens nur eine Zwangsentladung mit dem Schieber im Kübelinnern zum Erfolg führt. — Auch hier hätten Reifengeräte versagt.

Schließlich sei darauf hingewiesen, daß es der geringe Druck unter den Raupenkettten ohne weiteres erlaubte, mit dem Gerät die Kanalböschung (Steigung 1 : 3 bis 1 : 2)

heraufzufahren, ohne diese zu beschädigen (Abb. 6). Reifengeräte hätten sich in dem weichen Gelände sofort eingewühlt.

Daß auch Schürfkübelraupen steckenbleiben, läßt sich nicht vermeiden. Aber selbst wenn sie als Einzelgeräte auf einer Baustelle operieren, besitzen sie ein ausgezeichnetes Mittel, um sich von selbst wieder flott zu machen (Abb. 7). Wenn die Raupenkettten eingebrochen oder versackt sind und nicht mehr greifen, kann die Raupe den Kübel gegen den Boden stemmen (mit seiner großen Grundfläche hat er eine minimale Flächenpressung) und die Raupenkettten anheben. Dann werden Baumstämme, Schwellen oder dergleichen in die Löcher geworfen und



Abb. 6. Das Befahren der Kanalböschung mit Steigung 1 : 2.

die Kettten wieder abgelassen. Fast immer wird die Raupe dann auf dem aufgefüllten festeren Fahrbahnstück mit eigener Kraft aus dem weichen Bodenbereich herauskommen.

Wie bereits oben erwähnt, hat die Schürfkübelraupe eine relativ hohe spezifische Grabkraft. Sie eignet sich daher auch noch zum Abtrag verhältnismäßig fester Böden, die von den herkömmlichen Schürfkübelarten nicht mehr oder nur noch unter Schwierigkeiten gelöst werden können. Theoretisch gibt es für Schürfkübel keine Grenze hinsichtlich der Lösefestigkeit des Bodens. Die Schürftiefe des Kübels nimmt aber mit der Härte des Bodens mehr und mehr ab. Je fester das zu schürfende Material wird, um so weniger dringt der Kübel in dieses ein. In felsigem Untergrund rutscht er nur noch darüber hinweg, ohne sich

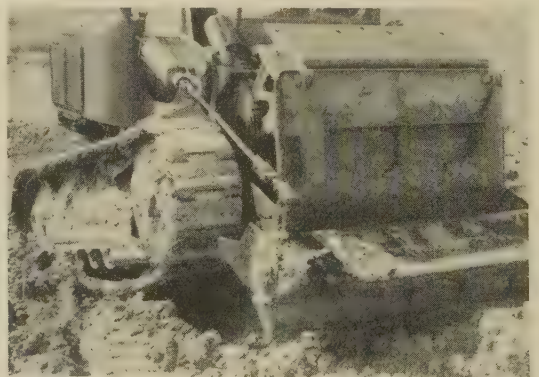


Abb. 7. Schürfkübelraupe in weichem Boden mit aufsitzendem Kübel und angezogenen Raupenkettten.

zu füllen. Mit Verringerung der Schürftiefe wächst die Länge des Schürfweges, die für das Füllen des Kübels erforderlich ist. Die lösetechnische Einsatzgrenze wird daher in erster Linie zur Wirtschaftlichkeitsfrage. Denn die ganze Förderung wird sinnlos, wenn die Schürfstrecke, die ja im langsamsten Gang durchfahren wird, einen relativ großen Teil der Gesamtförderstrecke einnimmt. Die

Kosten pro cbm Bodenbewegung steigen dann unverhältnismäßig hoch an.

In der Praxis hat sich die Regel herausgebildet, daß der Schürfkübelraupeneinsatz an der Grenze seiner Wirtschaftlichkeit angelangt ist, wenn die Schürfstrecke 30 m bzw. die Schürfzeit 1 Min. beträgt. Auf die Lösefestigkeit des Bodens bezogen heißt das, die wirtschaftlich bedingte Bodenfestigkeitsgrenze liegt für Schürfkübel mit normalem Schneindruck (etwa 3,5 t/m Schneidenbreite) bei schwerem Stichboden (obere Grenze der Bodenklasse c nach DIN 1962), für die Schürfkübelraupe mit einem Schneindruck von 5,3 t/m Breite bereits bei leichtem Hackboden (unterer Bereich von Bodenklasse d). Darüber hinaus ist das Gerät auch schon zum Abtrag von faulem Schiefer und brüchigem morschem Gestein eingesetzt gewesen. Solche Einsätze haben aber nur dann Sinn, wenn kein anderes Gerät zur Verfügung steht. — Hingewiesen sei in diesem Zusammenhang auf den Einsatz des Tiefreißers (angebaut oder angehängt hinter einer Planierraupe) zum Auflockern fester Böden. Dadurch können die Füllzeiten wesentlich verkürzt und die Leistungen beträchtlich erhöht werden.

Abb. 8 zeigt den Einsatz einer SR 53 beim Abtrag einer ausgetrockneten harten Lehmkruste. Die Härte des Bodens ist aus der klumpigen Struktur des aufgeschütteten Materials zu erkennen. In Abb. 9 ist eine weitere typische

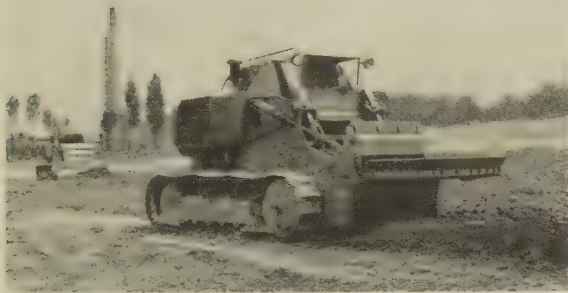


Abb. 8. Einsatz in einer harten Lehmkruste.

Einsatzart demonstriert: Das Gerät wurde verwendet, um einen Erddamm zu verbreitern. Die Arbeit, zu der früher Bagger, Lkw und Planierraupen erforderlich waren, konnte von der Schürfkübelraupe mit einem einzigen Maschinisten bewältigt werden. Das Gerät schürfte den Boden in einer 300 m entfernt liegenden Entnahmestelle, transportierte ihn auf die Dammkante und entlud ihn vor Kopf über die Dammböschung. Die früher benutzten Schürfkübelwagen konnten das Material auf der Dammkante nur parallel zur Böschungskante entladen; dann mußte eine Planierraupe verwendet werden, die die Erdhaufen über die Böschung schob.

Das gleiche Problem tritt auch beim Abraumabtrag in Kiesgruben auf. Hier deckt die Raupe den Abraum über der Baggerwand ab und kippt ihn an der gegenüberliegenden Grubenwand direkt über die Böschung ab; oder sie fährt in die Grube hinab und trägt ihn unten in dünnen Schichten auf der Sohle auf.

Die Schürfkübelraupe ist das einzige selbst schürfende Transportgerät, das einen Damm in unwegsames Gelände, Teiche, Moore und dergleichen vortreiben kann. Abb. 10 zeigt einen solchen Einsatz. Hier wird ein Notdamm durch einen Fluß gezogen. Dieser Damm, der in der Flußmitte von einer schmalen Notbrücke aus Holz durchbrochen wird, wurde als Fahrbahn für LKWs zum Abtransport des Bodenmaterials auf die andere Flußseite gebaut. Er erspart eine kostspielige Brückenkonstruktion.

Die Schürfkübelraupe schürft die einzubauenden Bodenmassen in etwa 200 m Entfernung und kippt das Material in Dammrichtung vor Kopf aus. Auf diese Weise baut sie sich ihre Fahrbahn bzw. den Fahrdamm in jedes noch so

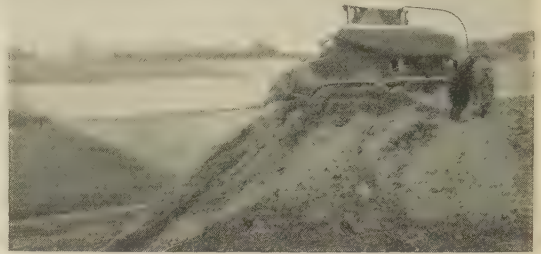


Abb. 9. Kopfschüttung an einer Dammböschung.

unwegsames Gelände, sofern der Untergrund für einen Dammfuß ausreichende Tragfähigkeit besitzt. — Ein derartiger Dammbau könnte mit anderen Schürfwagen nur in der Weise vorgenommen werden, daß das Material an der Einmündung des Dammes abgekippt und von Planierraupen bis zum Dammkopf vorgeschoben wird.

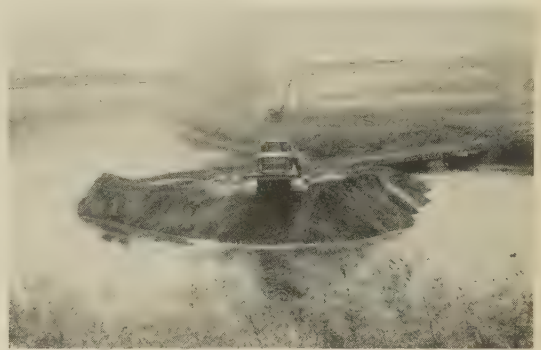


Abb. 10. Die Schürfkübelraupe beim Vortreiben eines Dammes in das Flußbett.

Normalerweise findet die Schürfkübelraupe für Erdarbeiten mittleren und größeren Ausmaßes Verwendung. Daß sie sich auch als Lückenbüßer und zur Ausnutzung von Einsatzpausen bei allerlei Nebenaufgaben nützlich macht, sei an folgendem Beispiel beschrieben: Es mußte

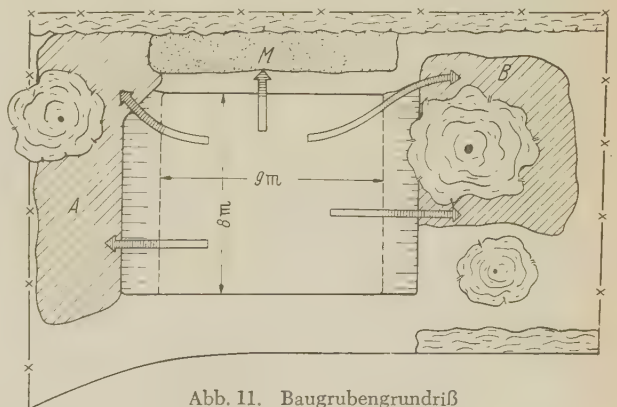


Abb. 11. Baugrubengrundriß und Einsatzschema der Schürfkübelraupe.

eine Baugrube mit Grundriß von 8 · 9 m und einer Tiefe von 1,50 m ausgehoben werden. Die Baustelle selbst (Abb. 11) war sehr klein und die Bewegungsfreiheit für Baumaschinen durch herumstehende Bäume, die nicht ent-

fernt werden durften, eingeengt. Da kein anderes Gerät zur Verfügung stand, entschloß man sich, die Grube von einer Schürfkübelraupe ausheben zu lassen. Diese führte die Arbeit in folgenden Etappen durch:

1. Roden von Baumwurzeln: Die Raupe fuhr mit der Kübelschneide gegen die Wurzeln, hakte sich am Stumpf fest und hob den Kübel an. Dabei wurde der Stumpf vertikal aus dem Boden herausgezogen. Mit hochgehobenem Kübel fuhr die Raupe an den Rand der Baustelle; dort wurde mit dem Kübelschieber die Wurzel von der Schneide losgedrückt und abgelegt.

2. Abdecken des Mutterbodens: Gearbeitet wurde mit dem Planierschild. Die Ablagerung des Bodens erfolgte bei M. (Abb. 12).

3. Grubenaushub: Der Boden aus der Baugrube wurde zunächst nach A, dann nach B geschoben. Dabei wurden zwei Grubenwände als Rampen ausgebildet, während die beiden anderen Wände gut herausgearbeitet werden konnten. Das Ablagern des Bodens gestaltete sich wegen des begrenzten Platzes auf der Baustelle und den stehengebliebenen Bäumen und Sträuchern äußerst schwierig. Mit zunehmender Höhe der Ablagerung wurde das Aufschütten immer problematischer (Abb. 13).



Abb. 12. Abtragung des Mutterbodens.

4. Herstellen der Grubenböschungen: Nachdem die Grube ausgehoben war, mußte versucht werden, die beiden Grubenrampen (siehe Abb. 13) mit Boden abzudecken, damit die Baugrube in ordnungsgemäßem Zustand hinterlassen werden konnte. Zu diesem Zweck schüttete die Raupe mit dem Schürfkübel zunächst den erforderlichen Boden auf die Rampe und stellte dann die Grubenwand durch Zusammenschieben des Haufens mit dem Planierschild her. Auch die andere Grubenrampe wurde in der gleichen Weise beseitigt. Nur ein 3 m breiter Streifen blieb frei, auf dem die Raupe nach Beendigung der Arbeiten aus der Grube herausfuhr. Abb. 14 gibt einen Einblick in den Zustand der fertigen Grubenwand.

Der Aushub der Grube (108 cm^3) war in $3\frac{1}{2}$ Stunden Arbeitszeit vollendet worden. Wie hoch diese Leistung einzuschätzen ist, geht am besten aus der Tatsache hervor, daß die Grundfläche der Raupe selbst schon $3,30 \cdot 5 \text{ m}$ betrug — bei $8 \cdot 9 \text{ m}$ Grundfläche der Grube, in der sie sich zum Schluß bewegen mußte.

Das Beispiel ist nicht angeführt, um einen besonderen Vorteil des Gerätes herauszustellen; es soll nur zeigen, daß die Anwendungsmöglichkeiten nicht auf großflächige Bau-

stellen beschränkt bleiben. Auch auf engstem Raum ist die SR 53 sehr manövrierfähig.

Die bisherigen Erfahrungen haben gezeigt, daß die Schürfkübelraupe weder in ihren Einsatzmöglichkeiten noch in ihren Förderleistungen mit den bisher bekannten Schürfkübelgeräten zu vergleichen ist. Allen gemeinsam ist nur das Transportgefäß: der Schürfkübel. Unterschiedlich sind das Fahrwerk und die Kübelanordnung und



Abb. 13. Aushub der Grube mit seitlicher Ablagerung des Bodens.

damit Einsatzmöglichkeiten und Leistungen. Wenn man den Eigenarten des Gerätes gerecht werden und ein Optimum an Leistungen erzielen will, ist es unumgänglich, sich mit ihrer besonderen Einsatztechnik nicht nur theoretisch, sondern auch praktisch vertraut zu machen.

Viele Flachbaggerspezialisten bewegen sich bei der Planung und Projektierung von Einsätzen in der Vorstellungswelt der Förderung mit Planiertrauben, Schürfwagenanhängern und Motorschürfwagen. Ihre Denkgewohnheiten sind mit den Erfahrungen, die sie an diesen Ge-



Abb. 14. Die aufgetragene Grubenrampe.

räten gemacht haben, eng verknüpft. Hierin liegt eine gewisse Gefahr; man kann die Schürfkübelraupe nicht an die Stelle von Planiertrauben und Schürfwagenanhängern setzen. Man muß ihren besonderen Eigenarten gerecht werden, dann wird man bei der Projektierung wie bei der Durchführung einer Erdbauarbeit manche Überlegenheit gegenüber den herkömmlichen Methoden und ihren betrieblichen Ergebnissen feststellen.



Eine kurze Baubeschreibung:

Die Gesamt-Wirkung solcher Bauten ist modern und ansprechend. Der Eindruck ist so, als sei das formschöne Bauwerk aus einer Vielzahl glänzender Aluminium-Leisten hochgebaut. In Wirklichkeit ist die ganze Fassade an einem nicht sichtbaren Beton-Skelett nur aufgehängt. Die notwendige Stabilität der riesigen Außenfront wurde erreicht durch die ineinanderpaßend-geformten senkrechten und waagerechten Aluminium-Profile und durch die im Beton-Gerippe einbetonierte Verankerung dieser Profile. Die Außenfront ist von oben bis unten durchgehend verglast. Die Fensterbrüstungen sind von innen her in Schwarz gehalten und bilden einen reizvollen Kontrast zum metallisch-glänzenden Aluminium. Eine Innen-Isolierung sorgt für Dichtung und Wärme.



Spezialprofile haben Bauzeit verkürzt!



Wir bieten an:

HALBZEUGE

aus Aluminium und Aluminium-Legierungen nach DIN in allen gebräuchlichen Handels-Formen.

Unser technischer

Beratungs-Dienst

steht Ihnen bei Planungen und Entwicklungsarbeiten jederzeit gern zur Verfügung.

Daß eine technisch bis in die kleinsten Einzelheiten durchkonstruierte Fassade aus Aluminium-Leisten die sonst übliche Dauer der Montagezeiten erheblich verkürzt, läßt sich hervorragend an verschiedenen Neubauten der jüngsten Zeit demonstrieren. Die Verwendung geeigneter Spezialprofile hat es ermöglicht, daß Beton-Rohbau und Fassadenbau gleichzeitig erstellt beziehungsweise vorgefertigt werden konnte und die Montage terminsicher erfolgte.

Eine solche baukastenartig-einfache und stabile Aluminium-Konstruktion verleiht darüberhinaus der Fassade eine beständig-bleibende Oberfläche gegenüber äußeren Einflüssen und zugleich auch eine elegante Note. Das sind Eigenschaften und Vorzüge, die fast ausschließlich durch eloxiertes Aluminium erreichbar sind. Ein Werkstoff unserer Zeit, der das Gesicht der neuen repräsentativen Städtebauten prägt.



VEREINIGTE LEICHTMETALL-WERKE GMBH · BONN

Werke in Bonn und Hannover Fernruf: Bonn 31911 Fernschreiber: 089 837

POHLIG KABELKRANE



Kabelkran zum Bau der Staumauer Katanga
in Belgisch-Kongo.

POHLIG-Kabelkrane
auch für den Bau der Staumauern Oberaar,
Sambuco und Mauvoisin in der Schweiz.

J. POHLIG AKTIENGESELLSCHAFT · KÖLN

Planierraupen und Planierreifenschlepper. Ihr gegenwärtiger Entwicklungsstand und ihre Entwicklungstendenzen.

Von Dipl.-Ing. Gerhard Drees,

Institut für Baumaschinen und Baubetrieb der Rhein.-Westf. T. H. Aachen.

Es liegt im Zuge der Rationalisierung des Bauwesens, daß der Mechanisierungsgrad der einzelnen Bauunternehmungen nach und nach zunimmt. Kennzeichnend ist dabei für die Bauwirtschaft, daß sich wegen der Verschiedenartigkeit der auszuführenden Aufträge besonders die Geräte durchsetzen, die sich universell verwenden lassen [10]. Eines der Geräte, das man als ausgesprochenes Mehrzweckgerät bezeichnen kann, ist die Planierraupe, denn der Raupenschlepper als Grundgerät läßt sich nicht nur durch zahlreiche Anbaugeräte für die verschiedensten Zwecke einsetzen, sondern auch seine Form als Planiergerät allein läßt sehr viele Verwendungszwecke zu, die man folgendermaßen unterteilen kann:

1. Räumen der Baustelle (Einsatz als Pioniergerät). Beseitigen von Unterholz und Gebüsch, Abräumen von Mutterboden, Fällen von Bäumen, Roden von Baumstümpfen, Beseitigung größerer Felseinschlüsse usw.

2. Einebnen und Vorbereiten der Baustelle (Einsatz als Planiergerät). Herstellen einer vorläufigen Entwässerung, Beseitigung der gröbsten Geländeunebenheiten (die Feinarbeit muß dem Schürfwagen und dem Straßenhobel überlassen werden), Anlegen von Transportstraßen für den gleislosen Erdtransport.

3. Erdtransport über kurze Entfernungen (Einsatz als Transportgerät). Möglichst nur dort anzuwenden, wo der Boden schwierig zu lösen ist oder die Massen für den Einsatz von Schürfwagen zu klein sind. Wirtschaftliche Transportweiten dabei für Planierraupen bis 60 m, für Planierreifenschlepper bis 120 m.

4. Verschiedenes.

- a) Ziehen von Gräben,
- b) Verfüllen von Gräben,
- c) Herstellen von Böschungen,
- d) Einsatz als Schubraupe für Schürfwagen,
- e) Bodenverteilung auf der Kippe,
- f) Zugmaschine (für Schürfkübelwagen, Aufreißer, Walzen usw.).

Diese Vielzahl von Verwendungsarten erklärt die Beliebtheit der Planierraupe im Bauwesen. Aber auch in Steinbruchbetrieben, in der Forstwirtschaft und beim Braunkohlentagebau hat sie sich unentbehrlich gezeigt. Endlich kann man sie überall dort einsetzen, wo Schüttgüter (Kies, Sand, Erze, Kohle usw.) über kurze Entfernungen zu bewegen sind. Wie sehr sie sich im Braunkohlentagebau bewährt haben, beweist die Zahl der dort vorhandenen Planierraupen, die von Gärtner [1] mit 77 angegeben wird. Teilweise sind sie dort schon seit 1937 im Einsatz.

Während die erste Planierraupe in den USA schon 1923 gebaut wurde, entwickelte man sie in Deutschland erst seit 1934. Diese zehnjährige Verzögerung läßt sich nur dadurch erklären, daß in den USA infolge der Größe des Landes und der frühzeitigen Motorisierung der Ingenieur- und Straßenbau von jeher vor bedeutend größere Aufgaben gestellt war und daß die hohen Löhne eine weitgehende Mechanisierung für die Unternehmungen lebensnotwendig machten. Diese Tendenz wurde durch die niedrigen Treibstoffpreise erheblich gefördert. So hat sich dort der gleislose Erdbau gegenüber dem gleisgebundenen schon lange durchgesetzt, während er in Deutschland erst bei den im Rahmen des Besatzungsbauprogramms durchgeführten Flugplatzbauten seine Überlegenheit beweisen konnte. Es ist aber mit Bestimmtheit anzunehmen, daß die in den

nächsten Jahren beginnenden Straßenbauten ebenfalls im gleislosen Erdbau durchgeführt werden und daß damit die Zahl der Planierraupen erheblich steigen wird.

Das erste Planierschild war einfach eine ebene Platte, die an einem Raupenschlepper befestigt wurde. Bald erkannte man, daß eine gekrümmte Schildform eine geringere Schubkraft erfordert, und so ersetzte man 1925 die flache Planierplatte durch ein gekrümmtes Planierschild. Die nächsten Entwicklungsstufen brachten dann das Schwenkschild, die Möglichkeit der Schildneigung, um den Schnittwinkel besser den Bodenbedingungen anpassen zu können, und schließlich das Kippen quer zur Fahrtrichtung, um bei besonders hartem Boden mit einer Schildspitze zuerst eindringen zu können. Auch die hydraulische Schildbetätigung wurde schon frühzeitig eingeführt, so daß seit gut 20 Jahren die Planiereinrichtung unverändert geblieben ist.

Man verwendete als Arbeitsmaschine für das Planiergerät zunächst Raupenschlepper, wie sie aus der Land- und Forstwirtschaft bekannt waren. Es stellte sich aber nach kurzer Zeit heraus, daß sich infolge der kurzen Fahrwerkslängen die Geländeunebenheiten stark auf das Planum übertrugen. Man verlängerte also das Kettenfahrwerk der Schlepper. Auch die Zahl der Gänge war für die sehr wechselnden Beanspruchungen auf der Baustelle nicht ausreichend, so daß sie von 2 bis 4 auf 3 bis 6 heraufgesetzt wurde. (Die International Harvester Raupe TD 24 besitzt sogar 8 Gänge.) Schließlich ergab der Einsatz, daß die Motorleistung der normalen Schleppermotoren nicht groß genug war für den Baustelleinsatz, ganz abgesehen davon, daß die Entwicklung aller gleislosen Erdbaugeräte, seien es nun Planierraupen, Erdtransportwagen oder Schürfgeräte, zu immer größeren Geräten drängt, weil sich diese bei guter Ausnutzung als wirtschaftlicher erweisen. Wie sehr man sich zum Einbau starker Motoren entschlossen hat, zeigt die Tatsache, daß von den heute serienmäßig hergestellten 16 deutschen Typen von Planierraupen 60 % eine Motorleistung von 90 PS und mehr haben. Erst in jüngster Zeit ist festzustellen, daß den Forderungen der Mittel- und Kleinbetriebe entsprechend auch Kleinraupen auf den Markt gebracht wurden, deren Leistungen zwischen 25 und 10 PS liegen. So stehen dem Unternehmer eine große Anzahl Typen für jede gewünschte Leistung zur Verfügung.

Nach der Anzahl der PS am Zughaken lassen sich die Planierraupen in folgende Klassen einteilen:

Klasse	Zughaken-PS
I	105—160
II	75—105
III	50— 75
IV	35— 50
V	25— 35
VI	unter 25

Die in Deutschland hergestellten Raupen fallen vorwiegend in die Klassen II und III. Bei der Angabe der Leistungen muß man allerdings darauf achten, daß die deutschen Firmen meistens die auf dem Prüfstand ermittelten Motorleistungen angeben, die etwa 15—20 % über den Zughakenleistungen liegen.

Die Entwicklung der Planierraupen ist so weit abgeschlossen, daß der grundsätzliche Aufbau fast überall der gleiche ist.

A. Raupenschlepper.

a) Dieselmotor.

Bei den Planierraupen hat sich allgemein der Dieselmotor durchgesetzt. Die deutschen Raupen verwenden meist Motoren mit Drehzahlen zwischen 1100 und 1600 U/min. Vorwiegend handelt es sich dabei um Viertakt-Motoren, deren Zylinderzahl zwischen 1 und 6 liegt, wobei die 4- und 6-Zylindermotoren dominieren. Von den amerikanischen Raupenherstellern baut nur die Fa. Allis-Chalmers 2-Takt-Motoren ein (Gen. Motors). Auch bei den amerikanischen Raupen liegen die Drehzahlen zwischen 1000 und 1800 U/min, da sich dieses Gebiet als besonders wenig reparaturanfällig gezeigt hat. Mit Ausnahme der Deutz-Motoren sind alle Motoren wassergekühlt. Bei der

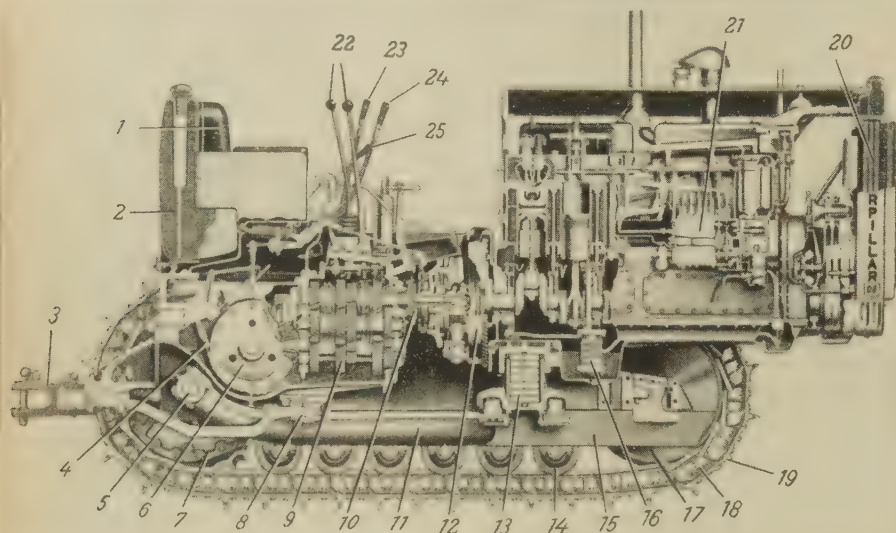


Abb. 1. Schnitt durch Raupenschlepper (D 8) nach Gabay [6].

1 Fahrersitz; 2 Brennstoffbehälter; 3 Zughaken; 4 Lenkkupplungsbremse; 5 Kettenantriebsachse; 6 Lenkkupplung; 7 Kettenantriebsrad; 8 Zugstangenbefestigung; 9 Schaltgetriebe; 10 Antriebswelle; 11 Kettenrahmenarm; 12 Hauptkupplung und Schwungrad; 13 Stützfeder; 14 Laufrollen; 15 Kettenrahmen; 16 Ölpumpe; 17 Umlenkrolle; 18 Kette; 19 Kettenplatte; 20 Kühler; 21 Dieselmotor; 22 Schalthebel für die verschiedenen Geschwindigkeiten und Vorwärts- und Rückwärtsfahrt; 23 Lenkhebel; 24 Kupplungshebel; 25 Hebel zur Drehzahlregulierung.

Anlaßvorrichtung ist festzustellen, daß der elektrische Anlasser sich weitgehend durchgesetzt hat. Der rauhe Baubetrieb stellt allerdings an die Batterien höchste Anforderungen. Deshalb ist hier sorgfältige Auswahl zu treffen.

Der Motor soll in der Lage sein, plötzliche Belastungsstöße abzufangen, denn es gibt wohl kaum einen Motor, der so wechselnd beansprucht wird wie der einer Planier-raupe. Die Kennlinie des Drehmomentes muß also bei fallender Drehzahl möglichst lang ansteigen. Dies ist um so wichtiger, je mehr die Raupe für Pionierarbeiten eingesetzt wird. Trifft man hierbei auf ein starkes Hindernis, etwa einen Felsblock oder Baumstumpf, so würde eine waagrecht verlaufende Kennlinie zum Abwürgen des Motors führen, falls nicht sofort ausgekuppelt und heruntergeschaltet wird oder ein Drehmomentenwandler eingebaut ist, da bei dem durch das Hindernis hervorgerufenen Drehzahlabfall keine Steigerung von M_d erfolgt. Eine ansteigende M_d -Kennlinie bedeutet dagegen eine Zunahme des Drehmomentes bei abfallender Drehzahl, so daß noch eine zur Überwindung des Hindernisses erforderliche Reserve vorhanden ist. Außerdem ist es unrichtig, die Schlepperstärke allein nach der Motorleistung zu beurteilen, sondern zwischen Leistung und Gewicht muß ein wohl ausgewogenes Verhältnis bestehen. Es ist also sinnlos, eine Zughakenleistung zu installieren, die über dem 0,84—0,90-fachen Planierraupengewicht liegt, wobei 0,84 bis 0,90 den Reibungsfaktor für den Kettenschlepper bei günstigen Bodenverhältnissen darstellt.

b) Rahmen.

Der Rahmen stellt das eigentliche Gerippe der Raupe dar. Auf ihm sind Motor, Getriebe, Kupplungen, Fahrersitz usw. angebracht. Er nimmt die Kettenantriebsachsen auf oder ist mit dem Gehäuse des Endvorgeleges verbolzt und stellt so die Verbindung zwischen dem Fahrwerk und dem Raupenkörper dar. Wegen der starken Beanspruchung wird er oft als geschweißte Kastenkonstruktion ausgeführt. Bei der Blockbauweise fällt der Rahmen fort und die einzelnen Raupenelemente werden miteinander verbolzt und somit zum Tragen herangezogen.

c) Kupplung.

Meistens werden Einscheibenkupplungen, bei sehr schweren Schleppern auch Zweiseibenkupplungen ver-

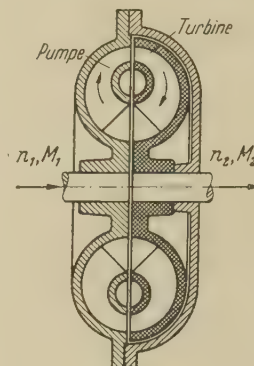


Abb. 2. Schema einer Flüssigkeitskupplung.

wendet. Der Kupplungsdruck wird durch Federn hergestellt. Man findet aber auch in jüngster Zeit neben der mechanischen Kupplung eine Turbokupplung (Flüssigkeitskupplung), die zur Schonung von Motor und Getriebe zwischengeschaltet wird. Bei diesen Turbokupplungen wird die Kraftübertragung durch Öl bewirkt, das von dem auf der Antriebswelle sitzenden Pumpenrad in das auf der Abtriebswelle sitzende Flüssigkeitsrad gepumpt wird. Ein Drehmoment kann dabei nur bei Schlupf abgegeben werden. Das übertragbare Drehmoment hängt dabei von der Größe der Beschleunigung im Pumpenrad und der Verzögerung im Turbinenrad sowie von der Art der Flüssigkeit ab. Als erste deutsche Firma ist Klöckner-Humboldt-Deutz bei seinen 60 und 90 PS-Raupen zum Einbau einer Flüssigkeitskupplung (Voith-Turbo-Kupplung) übergegangen.

den Pumpenrad in das auf der Abtriebswelle sitzende Flüssigkeitsrad gepumpt wird. Ein Drehmoment kann dabei nur bei Schlupf abgegeben werden. Das übertragbare Drehmoment hängt dabei von der Größe der Beschleunigung im Pumpenrad und der Verzögerung im Turbinenrad sowie von der Art der Flüssigkeit ab. Als erste deutsche Firma ist Klöckner-Humboldt-Deutz bei seinen 60 und 90 PS-Raupen zum Einbau einer Flüssigkeitskupplung (Voith-Turbo-Kupplung) übergegangen.

d) Schaltgetriebe.

Das i. a. bei den Planierraupen verwendete Getriebe ist ein Schubradgetriebe mit 3 bis 6 Geschwindigkeitsstufen.

Die Gänge sind dabei gleichmäßig über den Geschwindigkeitsbereich verteilt. Je mehr Gänge verwendet werden, desto mehr überdecken sich die einzelnen Getriebestufen und desto weniger treten Leistungslücken im Fahrbereich auf. Allgemein geht die Tendenz zur Erhöhung der Anzahl der Gänge hin. Es treten jetzt aber auch Raupen in

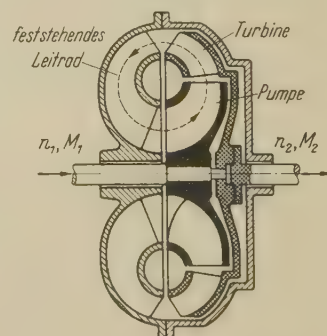


Abb. 3. Schema eines Flüssigkeitsgetriebes.

Erscheinung, die neben einem mechanischen Getriebe einen Drehmomentenwandler (Flüssigkeitsgetriebe) aufweisen. So hat die Raupe HD 20 (Allis Chalmers) außer einem mechanischen Getriebe mit zwei Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang einen Drehmomentenwandler, der das vom Motor abgegebene Drehmoment auf den vierfachen Wert erhöhen kann. Auch die Planierraupe TD 24 der International Harvester und die Allis-Chalmers-Raupe HD 15 werden jetzt auf Wunsch mit Drehmomentenwandler ausgerüstet. Der Einbau von Drehmomentenwandlern wird sich wahrscheinlich bei den sehr schweren Raupen noch weiter durchsetzen wegen seiner großen Vorteile. Flüssigkeitsgetriebe ermöglichen es, große Schwankungen in der Motorbeanspruchung weitgehend auszugleichen. Da sich das höchste Abtriebsmoment bei größtem Schlupf ergibt, also bei festgehaltener Abtriebswelle, erhält man ein hohes Anfahrmoment. Es stellt sich von selbst die richtige Geschwindigkeit bei der Arbeitsausführung ein, denn trifft z. B. die

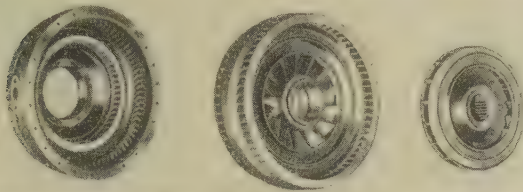


Abb. 4. Flüssigkeitsgetriebe der HD 20.
a) Gehäuse mit Leitschaufeln; b) Turbinenrad; c) Pumpenrad.

Raupe beim Schürfen auf ein Hindernis, so wird durch den Geschwindigkeitsabfall automatisch ein höheres Drehmoment bewirkt, so daß der Motor vor dem Abwürgen geschützt wird. Bei mechanischem Getriebe kann bei ungeübtem Fahrer der Motor abgewürgt werden oder es entstehen durch das notwendige Schalten Zeitverluste. Der Drehmomentenwandler dagegen läßt die Motordrehzahl bei abnehmender Triebwelledrehzahl weitgehend unverändert. Der Wirkungsgrad gegenüber dem mechanischen Getriebe ist allerdings geringer, er liegt etwa bei 85—95 %. Von den Turbokupplungen unterscheidet er sich konstruktiv durch ein zusätzlich im Gehäuse fest eingebautes Leitrad. Der Flüssigkeitsumlauf erfolgt von dem Pumpenrad durch Leitkanäle zum Turbinenrad, wobei die Leitkränze zwischen den Turbinenkränzen liegen. Als Übertragungsflüssigkeit wird beim Dieselmotor das normale Dieselöl verwendet, das sich beim Umlauf erwärmt und in einem Wärmetauscher rückgeköhlt werden muß. Die durch den zusätzlichen Einbau eines Drehmomentenwandlers entstehenden höheren Gesamtkosten und der schlechtere Wirkungsgrad führen zwar zu einer Erhöhung der Betriebskosten/h, aber wenn man die größere Leistungsfähigkeit der Raupe in Betracht zieht, so wird sich eine Senkung der Kosten /m³ bewegten Bodens ergeben. Voraussetzung dafür ist aber, daß ein genügend großes Betätigungsfeld zur Verfügung steht, das für die Raupe eine kontinuierliche Beschäftigung sichert. Im Braunkohlentagebau, wo diese Bedingungen vorhanden sind, hat man jedenfalls mit der HD 20 gute Erfahrungen gemacht.

Da ein entscheidender Nachteil der Planierraupen der üblichen Bauart ihre geringe Geschwindigkeit ist, die ihren Einsatz nur auf sehr kurze Entfernungen wirtschaftlich macht, versucht man, durch entsprechende Ausbildung des Getriebes zu erreichen, daß das zeitraubende Schalten beim Wechsel der Fahrtrichtungen fortfällt. Ein großer Teil der Hersteller ist deshalb zum Einbau von Wendegetriebien übergegangen, bei denen man durch Auskuppeln und Umlegen eines Hebels einen schnellen Wechsel von Vorwärts- und Rückwärtsgang erreichen kann, unabhängig vom Hauptgetriebe. Eine deutsche Raupe (Kaelble-Gmeinder) besitzt sogar ein Schubradgetriebe mit Vorwähleinrichtung, bei dem man jeden beliebigen Gang vor Be-

ginn der Arbeit wählen kann und dann den Wechsel vom Vorwärts- auf den vorgewählten Rückwärtsgang durch Umlegen des Fahr Schalthebels vornimmt. Nach einem von Gärtner [1] angegebenen Beispiel bringt ein schnellschaltbares Gerät bei 30 m Entfernung unter Berücksichtigung zweimaligen Schaltens bei großer Rückfahrgeschwindigkeit eine Leistungssteigerung von 44 %.

e) Lenkvorrichtung.

Bei der Lenkvorrichtung der Planierraupen kann man grundsätzlich zwei Systeme unterscheiden.

1. Lenkkupplung und Kupplungsbremse.
2. Differentiallenkung.

Der allergrößte Teil der Planierraupen verwendet Lenkkupplungen mit Kupplungsbremse. Dabei sind im normalen Fahrzustand beide Kettenantriebsräder über Lamellenkupplungen mit der Haupttriebewelle verbunden.

Diese Lamellenkupplungen bestehen aus einer Anzahl nebeneinanderliegender Scheiben, die durch starke Federn kraftschlüssig gehalten

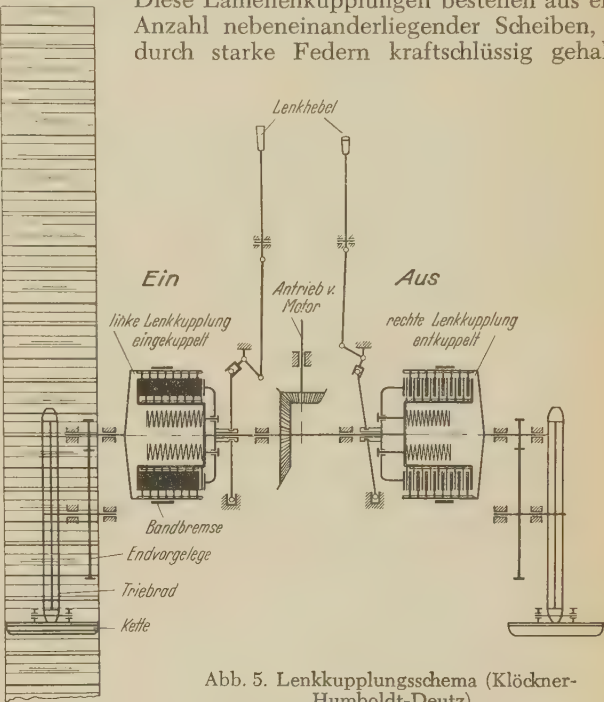


Abb. 5. Lenkkupplungsschema (Klöckner-Humboldt-Deutz).

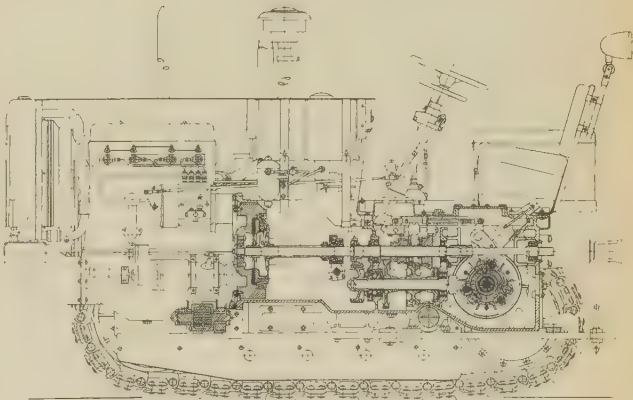


Abb. 6. Schnitt durch Planierraupe mit Differentiallenkung (Famo Boxer).

werden. Soll eine Wendung eingeleitet werden, so wird der Kupplungsdruck des auf der Innenseite liegenden Kettenantriebsrades aufgehoben. Bei kleinen und mittelschweren Raupen erfolgt das durch direkte Kraftübertragung von den vom Fahrer bedienten Handhebeln aus, während die meisten schweren und die überschweren Raupen eine durch Drucköl betätigte Ausrückhilfe besitzen. Außerdem kann durch Bedienen des entsprechenden Fußhebels die Schlingband-

bremse angezogen werden, die das Antriebsrad festhält. Bei den sehr schweren Raupen wird auch diese Arbeit oft durch eine Servovorrichtung unterstützt. Der Schlepper durchfährt also eine Kurve nicht im üblichen Sinn, sondern er rutscht auf der abgebremsten Kette. Das Lenken mit Lenk Kupplungen ergibt starke Ausschläge und eignet sich besonders für das schwere Lenken bei langsamer Fahrt. Beim Differentialgetriebe, das im Prinzip das gleiche wie bei Kraftfahrzeugen ist, wird das Wenden durch Abbremsen des innenliegenden Kettenantriebsrades ohne Ausrücken einer Kupplung eingeleitet, wobei meist die Bremsbänder durch Drehen eines Lenkrades betätigt werden. Das Differentialgetriebe sorgt dann für die ausgleichende Kraftverteilung, so daß also stets beide Ketten angetrieben werden. Verwendet wird diese Lenkart vereinzelt bei leichten Schleppern. Man hat den Vorteil, daß feineres Arbeiten ermöglicht wird.

f) Das Endgetriebe

stellt ein Stirnradvorgelege dar, in dem die Drehzahl auf die endgültige Fahrdrehzahl des Kettenantriebsrades unter setzt wird.

g) Fahrwerk.

Das normale Kettenfahrwerk besteht aus den zwei Fahrwerksrahmen, die an der Kettenantriebsachse pen delnd aufgehängt sind. Sie nehmen das Umlenk rad mit seiner Federung, die unten liegenden Laufrollen und die oben liegenden Tragrollen auf. Vorne sind die beiden Fahrwerke durch eine Querverfeder oder einen Querbalken miteinander verbunden. Darauf stützt sich der Raupen körper beweglich ab. Die beiden Fahrwerke können sich

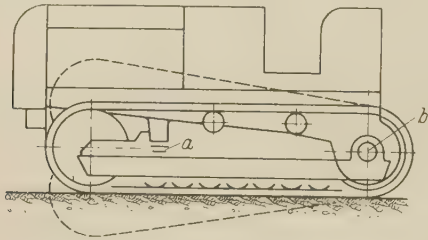


Abb. 7. Starres Laufwerk; pendelnd auf der Kettenantriebsachse befestigt.
a: Querverfeder; b: Antriebsachse.

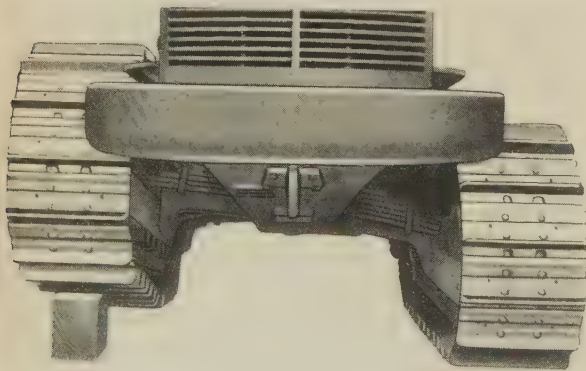


Abb. 8. Querverfeder (HD 15) (Allis Chalmers).

also unabhängig voneinander den Geländeunebenheiten anpassen. Da die Fahrwerksrahmen ganz erhebliche Bie gungs- und Torsionsbeanspruchungen aufzunehmen haben, sind sie meist in Kastenkonstruktion ausgeführt. Das Um lenk rad ist mit einer horizontal liegenden Schraubenfeder abgefedert, so daß z. B. beim Überfahren eines Felsblocks es der Kette ermöglicht wird, etwas nachzugeben. Gerät ein Fremdkörper in das Fahrwerk hinein, so sorgt diese Feder durch ihre Elastizität, daß nicht sofort Brüche auf treten, wie das bei völlig starrer Kettenführung der Fall sein würde. Die kleinen Lauf- und Tragrollen sind da gegen starr in dem Rahmen gelagert.

Als das eigentliche Tragelement einer Raupe sind die beiden Raupenbänder anzusehen, die gewissermaßen die Fahrstraße für die Planierraupe darstellen, auf der sie sich wie eine Zahnradlokomotive mit Hilfe des Kettenantriebs rades vorwärts bewegt. Die Kette stellt einen ausgesprochen schwachen Punkt der Raupe dar, denn hier tritt ein sehr hoher Verschleiß auf, so daß die Lebensdauer etwa zwi schen 2500 und 5000 h schwankt. Die Kette besteht aus den einzelnen Kettengliedern, die mit gehärteten und ge schliffenen Kettenbolzen und -büchsen miteinander verbun den sind. Die Kettenglieder sind entweder aus einem Stück gegossen oder aus den im Gesenk geschmiedeten Ket tengliedern mit auf geschraubten Boden platten zusammenge setzt. Die Wahl der Kettenbreite ist ab hängig von der ge wünschten Boden pressung, die bei den deutschen Raupen zwischen 0,4 und 0,6 kg/cm² schwankt. Dabei wird als Auf standsfläche das Pro dukt aus Breite und Achsabstand von An triebs- und Umlenk rad genommen. Auch die Laufrollen der Planierraupen unter liegen einem schnel len Verschleiß, da sie wegen ihres kleinen Durchmessers eine bedeutend größere Umdrehungszahl

haben als die Antriebs- und Umlenk räder, außerdem das große Raupengewicht zu tragen haben und ihre Lager so tief lie gen, daß das Eindrin gen von Wasser und Schmutz begünstigt wird. Wegen dieser großen Beanspruchung sehen die Raupen schmierpläne ein täg liches Abschmieren die ser Lager vor. Das früher allgemein ver wendete Gleitlager ist jetzt bei den meisten Fabrikaten durch ein

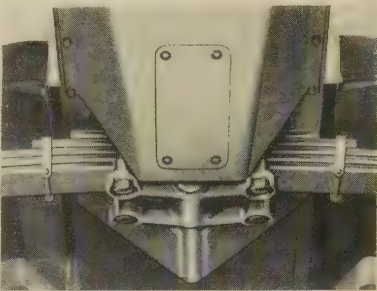


Abb. 9. Abstützung des Schlepperober teils auf Querverfeder (HD 20) (Allis Chalmers).

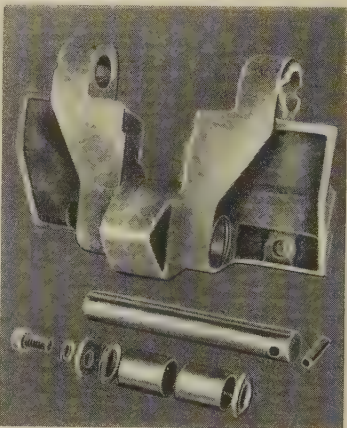


Abb. 10. Einteiliges Kettenglied mit Bolzen und Büchsen (Demag).

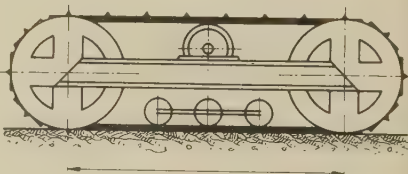


Abb. 11. Aufstandsänge des Fahrwerks. Aus Gabay [6].

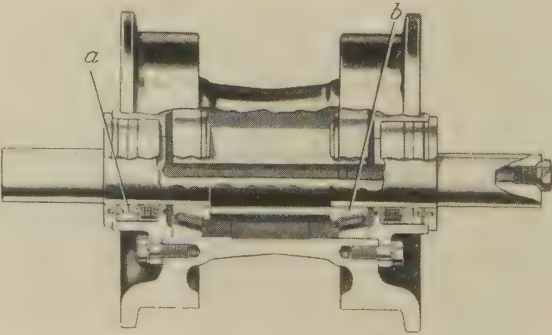


Abb. 12. Laufrolle für 1000-Std.-Schmierung (Allis Chalmers).
a Dichtungsringe; b Kegelrollenlager.

Rollenlager ersetzt. Besondere Sorgfalt muß bei der Lagerabdichtung verwendet werden. Als vorbildlich kann man hier die Laufrollenlager der Allis-Chalmers-Raupen bezeichnen, die eine aus zwei spiegelglatt geschliffenen Absperrungen bestehende Dichtung haben. Der äußere Ring ist fest mit der Achse verbunden, der innere Ring dreht sich mit dem Laufrad. Zusammengepreßt werden sie durch einen Ring aus Schraubenfedern. Durch diese Dichtung brauchen sie bloß alle 1000 h, d. h. zweimal im Jahr, abgeschmiert werden. Die Demag begegnet dem Problem dadurch, daß sie große Laufräder statt kleiner Laufrollen verwendet, dadurch die Umdrehungszahl herabsetzt und gleichzeitig durch die höher liegenden Lager das Eindringen von Schmutz weniger begünstigt.

So ideal die Planierraupe auch für viele Zwecke sein mag, einen ganz beträchtlichen Nachteil besitzt sie, nämlich ihre geringe Geschwindigkeit. Hier haben in jüngster Zeit Bestrebungen eingesetzt, durch Neukonstruktion des Fahrwerks die Heraufsetzung der Geschwindigkeit zu ermöglichen. Die oben beschriebene Verbindung zwischen Schlepperoberteil und Fahrwerk ist so starr, daß die Unebenheiten des Bodens sich stark auf den Schlepperoberteil übertragen. Bei schneller Fahrt erreichen diese Erschütterungen bald ein Maß, das für Mensch und Maschine unerträglich wird. Man versuchte das dadurch zu vermeiden, daß man große Laufrollen einbaute und diese einzeln abfederte, so daß die Erschütterungen in starkem Maß vom Fahrwerk verschluckt wurden. Nun läßt sich damit zwar eine höhere Geschwindigkeit erreichen, aber der weich gefederte Oberteil befindet sich immer in Schwingungen gegenüber dem Fahrwerk und überträgt diese Schwingungen auch auf das an ihm aufgehängte Planierschild, so daß das Planum sehr uneben wird, wenn mit höheren Geschwindigkeiten planiert wird. Die englischen Vickerswerke bildeten deshalb die Raupe VR 180 so aus, daß von den auf jeder Seite vorhandenen vier Rollen (einschließlich Antriebs- und Umlenkrollen) von großem Durchmesser je zwei auf einer Pendelachse zusammengefaßt werden. Diese Lagerung ermöglicht ein Schwingen sowohl in einer Ebene parallel zur Fahrtrichtung als auch senkrecht zu ihr. Der Schlepperoberteil liegt ungefedert auf dem Fahrwerk, das in sich sehr nachgiebig ist und sich allen Bodenunebenheiten gut anpassen kann.

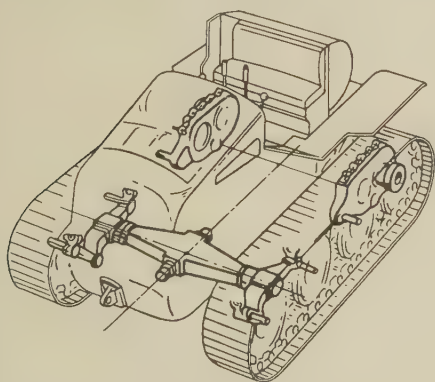


Abb. 13. Laufwerk der Vickers VR 180.

Die schnellaufende Kette verfügt über eine besondere Bolzenschmierung und die Lauf- und Antriebsräder sind in eine Scheibe und einen Laufkranz aufgelöst, zwischen denen Gummiringe zum Auffangen der harten Stöße liegen. Da sich die Raupe in der Praxis gut bewährt haben soll, kann sie ein entscheidender Schritt auf dem Wege zur schnellaufenden Planierraupe sein. Ein großrolliges, bewegliches Fahrwerk zeigt auch der mit vorn liegendem Fahrersitz und Motor und großer Plattform ausgerüstete Mehrzweckschlepper Motormuli. Hier sind die Laufrollenachsen für sich gegenüber dem Oberteil abgefedert, und erzielen dadurch ein gutes Anpassen der Kette an Unebenheiten. Ob das als reines Mehrzweckgerät gebaute Fahrzeug sich auch für große Planierarbeiten eignet, wird sich in der Praxis bald herausstellen.

h) Verschiedenes.

1. *Zugstange und Zughaken.* Zugstange und Zughaken müssen so ausgebildet werden, daß durch die angehängte Last der ganze Schlepper auf den Boden gezogen wird. Bei Anhängelasten, die eine horizontal bzw. parallel zum Schlepper gerichtete Kraft auf diesen ausüben, spielt die Lage des Aufhängepunktes keine Rolle, solange er unter dem Gesamtschwerpunkt liegt, übt jedoch die Last auch eine vertikale Kraft aus und wird diese nicht durch die hinten liegende Querschiene aufgenommen, so ist ein nach vorn gelegter Aufhängepunkt von Vorteil. Bei den meisten Planierraupen wird die Zugstange so weit durchgeführt, daß ein einwandfreier Anschluß an den Rahmen ermöglicht wird. Die hinten befindliche Querschiene besitzt eine Anzahl von Bohrungen bei schwenkbarer Zugstange, durch die die Zugstange in der gewünschten Richtung festgelegt werden kann.

2. *Brennstoffbehälter.* Der Brennstoffbehälter muß so groß sein, daß acht Stunden Arbeit unter Vollast ohne Auftanken durchgeführt werden können. Bei den sehr schweren Planierraupen mit ihrem durchschnittlichen Kraftstoffverbrauch von 12–15 l/h wäre ein Fassungsvermögen von 120 l ungefähr als unterstes Maß anzusehen. Bei den mittleren Raupen mit einem Verbrauch von 6–8 l/h ermäßigt sich dieses Maß auf etwa 70 l. Tatsächlich liegt aber das vorhandene Volumen bei allen Raupen etwa 50 % höher, so daß stets eine große Reserve vorhanden ist.

3. *Lenkhebel.* Bei der Planierraupe werden alle Arbeitsbewegungen durch Hand- oder Fußhebel gesteuert. Meistens findet man folgende Hebel vor:

- 2 Lenkhebel zum Ein- und Ausrücken der Lenkungen,
- 2 Fußpedale zum Abbremsen der Kettenantriebsräder,
- 1 Kupplungshebel für die Hauptkupplung,
- 1 Schalthebel für die verschiedenen Geschwindigkeiten,
- 1 Schalthebel für das Wendegetriebe (falls vorhanden),
- 1 Hebel zur Drehzahlregulierung,
- 1 Steuerhebel für die Planierschildbetätigung,
- 1 Windenhebel.

Bei manchen Raupen wird mit dem Ausrücken der Lenkkupplung auch gleichzeitig die Lenkbremse betätigt, so daß zwei Hebel fortfallen. Außerdem wird dann natürlich ein Bremshebel benötigt. Auch die Verwendung von Fuß- und Handhebeln schwankt bei den verschiedenen Typen.

4. *Fahrersitz bzw. Fahrerkabine.* Fast alle Raupen besitzen nur einen offenen Fahrersitz, der nach Wunsch mit einem Schuttdach versehen werden kann. Nur die Demag-Raupen, die auch sonst im Aufbau und im Äußeren vollkommen von den anderen Raupen abweichen, besitzen eine geschlossene Fahrerkabine. Bei den normalen Raupen mit hinten liegendem Sitz wäre bei vielen Typen die Anbringung einer geschlossenen Kabine mit Tür schwierig zu bewerkstelligen. Außerdem weisen viele Konstrukteure auf eine Sichtbeschränkung durch eine solche Kabine hin. Bei den Demag-Raupen mit ihrem vorne liegenden Sitz bedeutet eine solche Kabine jedoch keine Sichtbeschränkung. Wird die Raupe viel bei regnerischem oder kaltem Wetter eingesetzt, so kann eine solche Kabine schon eine wesentliche Erleichterung für den Fahrer bedeuten.

5. *Winde.* Alle Planierraupen können auf Wunsch mit einer Winde ausgerüstet werden. Gerade bei Rodungs- oder

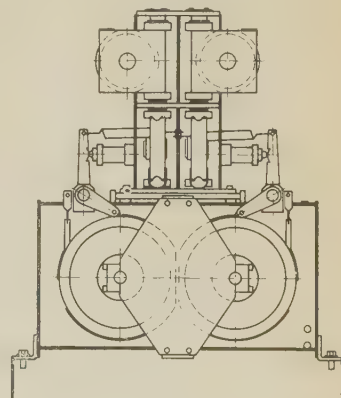


Abb. 14. Doppeltrommelwinde (Demag).

Räumarbeiten trägt die Winde zur Erweiterung des Verwendungsbereichs bei. Außerdem bildet sie durch ihr hohes Gewicht einen Ausgleich für die durch die Planiereinrichtung hervorgerufene Kopplastigkeit. Wird die Raupe nur für leichtere Erdarbeiten eingesetzt, so ist eine Winde nicht nötig. Soll aber die Raupe zum Ziehen eines seilbetätigten Schürfkübelwagens eingesetzt werden, dann muß eine Doppeltrommelwinde angebaut werden.

B. Planiereinrichtung.

Bei der Planiereinrichtung lassen sich zwei Typen unterscheiden:

- 1. Querschild.
- 2. Schwenkschild.

Während die Planierraupe mit Querschild für die im Anfang beschriebenen Arbeiten allgemein verwendet werden kann, empfiehlt sich das Schwenkschild besonders für den Bau von Wegen an Abhängen, da der gelöste Boden durch die Schrägstellung des Schildes gleich am Abhang aufgeschüttet wird, und daneben für lockeren Boden mit quergestelltem Schrägschild, um wegen der größeren Arbeitsbreite die Motorleistung besser ausnutzen zu können, und außerdem auch noch für die Arbeiten, bei denen die ganze Motorkraft auf eine Spitze konzentriert werden muß. Man kann aber i. a. sagen, daß das Querschild das hauptsächlich verwendete Gerät darstellt und das Schwenkschild nur wenig wirklich erforderlich ist. Wird man vor die Frage gestellt, ob eine Raupe mit Querschild oder mit Schwenkschild beschafft werden soll, so muß man bedenken, daß die Raupe das beste Planum herstellt und sich am leichtesten bedienen läßt, bei der das Schild möglichst nahe an den Schlepper gelegt ist. Jedes weitere Entfernen ergibt einen längeren Hebelarm für die angreifende Kraft und macht die Raupe in verstärktem Maße kopplastig. Trifft man dazu noch beim Schürfen seitlich auf ein schwer zu beseitigendes Hindernis, so wird durch den langen Hebelarm die kopplastige Raupe sehr leicht aus der Bahn gebracht. Es werden sich für ein weiter vorgebautes Schwenkschild die Raupen am wenigsten eignen, die nur eine kurze Kettenauflage bei weit vorgebautem Motor haben und kopplastig sind. Je länger die Kettenauflage ist und je ausgeglichener die Raupenlage ist, um so weniger wird die obige Frage eine Rolle spielen.

a) Planierschild.

Der Planierschildform ist eine solche Gestalt zu geben, daß dem Boden eine rollende Bewegung erteilt wird, um die Motorleistung vorwiegend für den Schneidvorgang und nicht für den Transport auszunutzen. Versuche von Kühn [2 u. 17] haben ergeben, daß für die Erzielung einer großen Schildfüllung und die Einleitung der Rollbewegung des Bodens eine nach oben abnehmende Krümmung von Vorteil ist. Nichts ist jedoch darüber bekannt, wie die Krümmung auszuführen ist und welche Schildform den gering-

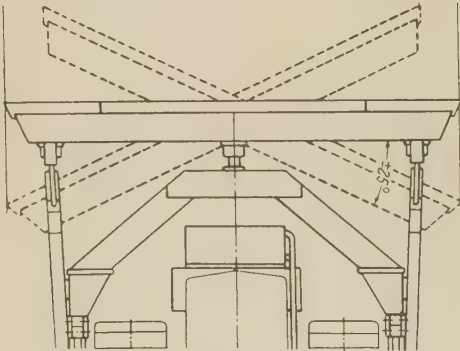


Abb. 15. Schwenkschild (Famo-Boxer).

sten Kraftbedarf hat, wie denn der Schnittvorgang im Boden kaum erforscht ist. Hier sollen Versuche eine Klärung bringen, die vom Verfasser am Institut für Bau-

maschinen und Baubetrieb der R.-W. TH. Aachen durchgeführt werden.

Um dem Planierschild eine möglichst lange Lebensdauer zu geben, werden die Schneiden am besten aus Manganhartstahl hergestellt. Oft ist die Schneidkante dreiteilig und umkehrbar ausgebildet, um sowohl besonders stark abgenutzte Teile für sich auswechseln zu können, als auch durch einfaches Umdrehen eine zweimalige Verwendung zu ermöglichen. Die Lösung dieses Problems durch Aufschrauben der Schneidkante auf das eigentliche Planierschild ist jedoch nicht zu empfehlen, da sich nach Beobachtungen des Verfassers in dem so entstehenden toten Winkel sofort Boden ablagert. Der an dieser Stelle vorhandene Reibungskoeffizient $\mu_s = 0,69$ für Sand, der 25 % größer ist als der zwischen Sand und Stahl (etwa 0,55 bei 4 % Feuchtigkeit), bedingt eine Störung im glatten Abrollen des Bodens. Gerade bei sehr steinhaltigem Abraum, wie er z. B. teilweise über Bimsablagerungen vorhanden ist, waren manchmal die Schneidkanten innerhalb weniger Tage abgenutzt. Auf jeden Fall muß man abgenutzte Schneidkanten sofort auswechseln, will man nicht die Leistungsfähigkeit einer Raupe empfindlich beeinträchtigen.

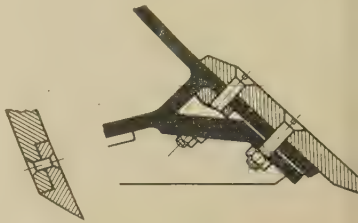


Abb. 16. Befestigung der Schneidkante.

Für die Schildbreite hat sich aus der Erfahrung heraus ein bestimmtes Maß ergeben, das durch das Verhältnis PS/m Schneidenbreite und Planierschildbreite/Schlepperbreite festgelegt ist. Bei einigen Raupen wird für Quer- und Schwenkschild dasselbe Schild gebraucht, während die Mehrzahl als Schwenkschild breitere und weniger hohe Formen verwendet. Die Krümmung des Schwenkschildes soll so gestaltet sein, wie die Pflugschar von Straßenhobeln, d. h. der Boden muß in eine seitliche Rollbewegung versetzt werden. Daraus erklärt sich auch, daß die Schwenkschilde eine geringere Höhe besitzen als die Querschilde, da sie ja keinen Boden vor sich aufzuhäufen brauchen. Bei richtiger Verwendung im Straßenbau ist die Planierraupe mit Schwenkschild als Schrittmacher für einen Straßenhobel einzusetzen. Die beiden bilden dann eine Gruppe, bei der die Raupe die erste Spur legt und die grobe Arbeit ausführt, während der Straßenhobel dem Planum die endgültige Gestalt gibt.

Für die oben erwähnten Verhältnisse bei der Festlegung der Schildbreite gelten bei deutschen Planierraupen folgende Zahlen:

Leistung PS/m Schneidenbreite: mit der Raupengröße zunehmend (s. Abb. 16).
Querschildbreite/Schlepperbreite 1,10 — 1,40 i. M. 1,25
Schwenkschildbreite/Schlepperbr. 1,20 — 1,75 i. M. 1,50
Querschildhöhe/Querschildbreite 0,31 — 0,49 i. M. 0,37
Schwenkschildh./Schwenkschildbr. 0,23 — 0,39 i. M. 0,28
Damit sind also die Schilddimensionen festgelegt. Für amerikanische Planierraupen gelten fast genau die gleichen Zahlen.

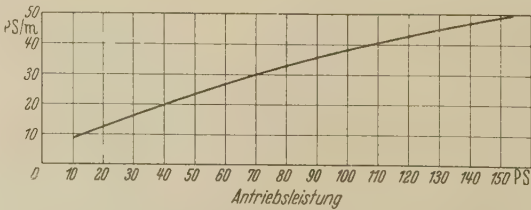


Abb. 17. Motorleistung/Schildbreite [PS/m] in Abhängigkeit von der Motorleistung (Deutsche Planierraupen mit Querschild).

Da das Schild beim Kippen erhebliche Torsionsbeanspruchungen aufzunehmen hat, denn man kippt es ja nur dann, wenn besonders harter Boden aufzureißen ist, muß

man auf der Rückseite entweder starke Rippen anbringen oder aber das gesamte Planierschild in geschweißter Kastenkonstruktion ausführen. Um auch bei den verschiedenen Bodenarten mit dem günstigsten Schnittwinkel arbeiten zu können, läßt es sich bei einigen Fabrikaten nach vorn oder hinten neigen. In beiden Fällen — beim Kippen und beim Neigen — betragen die Verstellwinkel etwa 10° . Der Schwenkwinkel liegt zwischen 25 und 30° .

b) Schildbefestigung (Schubrahmen und Streben).

Bei den normalen Planierraupen sind die Holme seitlich am Kettenrahmen, die Betätigungsvorrichtung ist dagegen am Raupenkörper angebracht. Bei dem Schlepper

der quer zur Fahrtrichtung liegenden Vertikalebene zuläßt. Man kann das entweder durch ein Kugelgelenk erreichen oder aber durch einen horizontal im Schubrahmen liegenden Zapfen mit einem Lagerauge, in dem sich ein vertikaler Zapfen dreht. Der horizontale Zapfen ermöglicht das Kippen, der vertikale Zapfen das Schwenken. Um das Schwenkschild in der richtigen Lage halten zu können, sind auf jeder Seite zwei Stützholme vorhanden. In Verbindung mit einem Kugelgelenk ermöglichen sie eine vollständige räumliche Verstellbarkeit des Schildes. Von diesen

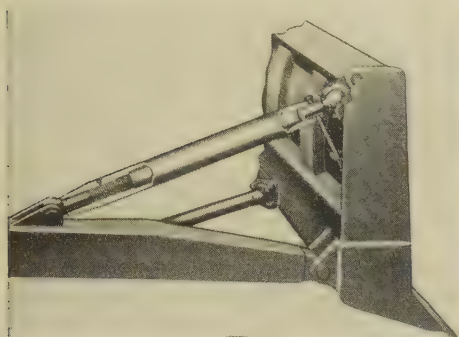


Abb. 18. Befestigung des Querschildes am Seitenholm (Caterpillar).

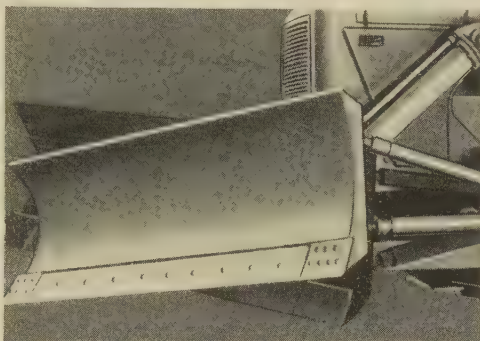


Abb. 19. Kippen des Planierschildes (Gmeinder-Kaelble).

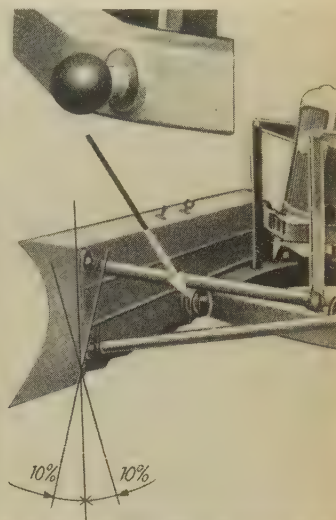


Abb. 20. Kugelgelenk beim Schwenkschild (Kaelble).

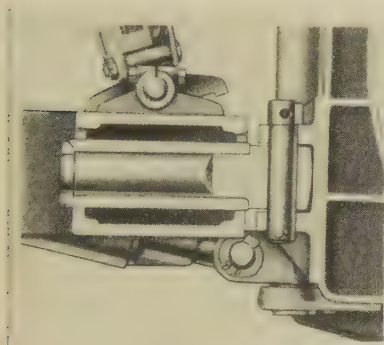


Abb. 21. Schwenkschildlagerung mit Horizontal- und Vertikalzapfen (Caterpillar).

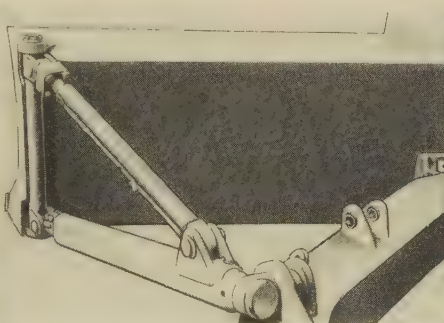


Abb. 22. Stützstreben beim Schwenkschild (Caterpillar).

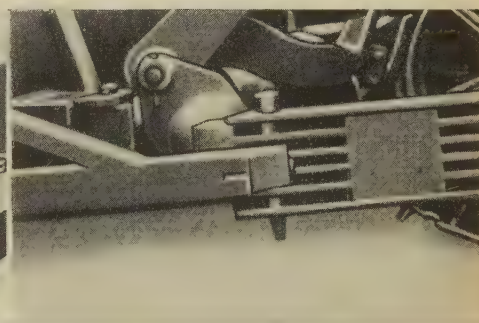


Abb. 23. Verstellen der Schildneigung durch Umstecken (Hanomag).

mit beweglichem, aufgelöstem Fahrwerk müssen sich beide Teile — Befestigung und Betätigung — am Raupenkörper befinden.

Beim Querschild sind die beiden Seitenholme direkt am Planierschild befestigt, beim Schwenkschild dagegen muß ein besonderer Schubrahmen vorgesehen werden, der in A-Form ausgeführt wird, um vorne das Schwenklager für das Schild aufzunehmen und eine Schrägstellung des Schildes zu ermöglichen. Bei Holmen und Rahmen hat sich ebenfalls die Kastenkonstruktion durchgesetzt. Am Ende des Seitenholmes befindet sich das zweiteilige Traglager, das den am Kettenrahmen befestigten zylindrischen Tragzapfen umfaßt. Soll eine räumliche Beweglichkeit angestrebt werden, so muß dieser Tragzapfen als Kugelzapfen ausgebildet werden. Um ein Kippen oder Neigen des Planierschildes zu erreichen, werden besondere Stützholme vorgesehen. Vorteilhaft werden diese als Stützrohre mit Innengewinde ausgebildet, die sich auf einer am Holm angebrachten Schraubenspinde drehen. Wenige Umdrehungen eines Stützrohres genügen, um ein Kippen des Schildes herbeizuführen. Durch Verkürzen oder Verlängern beider Stützen läßt sich das Schild nach vorn oder hinten neigen.

Beim Schwenkschild erfordert das Kippen des Schildes vorn am Schubrahmen ein Gelenk, das eine Bewegung in

Möglichkeiten der Schildverstellung machen jedoch nicht alle Firmen im Interesse einer einfacheren Rahmengestaltung Gebrauch. Ebenso kann man die Verstellung auch durch andere Möglichkeiten, etwa durch Umstecken, erreichen.

c) Die Betätigungsvorrichtung.

1. Hydraulik.
2. Seilmechanik.

1. Bei Verwendung der Hydraulik haben wir auf jeder Seite der Raupe einen Hydraulikzylinder, der mit dem Zylinder am Raupenkörper, mit der Kolbenstange am Planierschild oder an den Schildholmen direkt, manchmal auch erst nach Zwischenschaltung eines Gestänges, befestigt ist. Zum Zylinder führen die Hydraulikleitungen, die von der vor dem Motor angebrachten Zahnradschlepppumpe ausgehen. Die Hydraulikpumpe wird über eine elastische Kupplung vom Motor angetrieben und sorgt für den notwendigen Öldruck, der bei den deutschen Raupen zwischen 20 und 55 atü schwankt. Die Hydraulikanlage soll vier Planierschildstellungen ermöglichen: Heben, Senken, Halt und Schleppstellung. Um ein einwandfreies Arbeiten zu ermöglichen, müssen die Zylinder innen gehont werden. Für die Kolben empfiehlt Robertson [3] Leichtmetallausführung, da sich bei ihnen geringes Gewicht mit hoher Verschleißfestigkeit verbindet. Die Kolbenstangen müssen genau in die Zylinderstopfbüchsen eingepaßt werden, um auch hier Verschleißstellen

zu vermeiden. Eine sorgfältig polierte Oberfläche bietet zudem den besten Schutz gegen Korrosion. Hydraulikleitungen aus Gummi oder Kunststoff sind darauf zu prüfen, ob sie sehr hohe oder sehr tiefe Temperaturen aus-

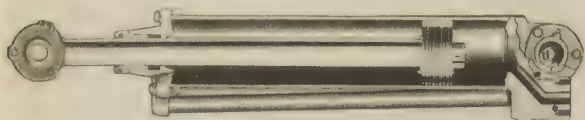


Abb. 24. Hydraulikzylinder.

halten können, ohne brüchig zu werden, da sonst unvermeidliche Rückschläge beim Export auftreten.

2. Die Seilmechanik besteht aus einer Winde und einem Flaschenzug, dessen Flaschen an der Motorhaube und am Planierschild befestigt sind. Statt der früher vorhandenen Aufbauten zur Aufnahme der Oberflasche wurde

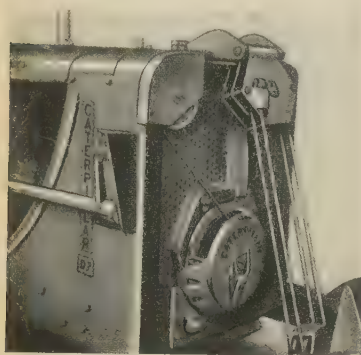


Abb. 25. Seilbetätigung des Planierschildes. Aus Gabay [6].

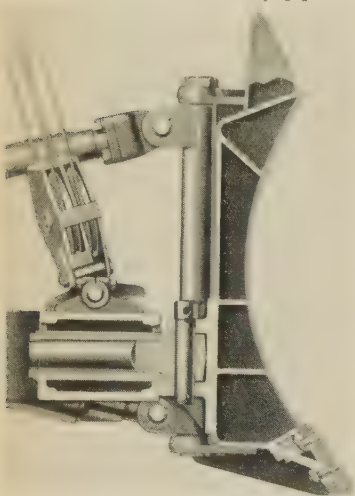


Abb. 26. Anbringung der Unterflasche (Caterpillar).

durch Verstärkung der Motorhaube hier die Möglichkeit zur Anbringung geschaffen. Auch die Rollen in den Flaschen sollen möglichst auf Wälzlager laufen. Das Drahtseil darf sich niemals am Flaschengehäuse reiben, denn sonst tritt in kürzester Zeit Zerstörung ein. Aus dem gleichen Grunde darf der Fahrer das Hubseil niemals zu weit ablaufen lassen, da sonst beim plötzlichen Anheben oder Schleifen Verdrehungen im Seil auftreten, die zu Knicken führen und das Seil ebenfalls schnell unbrauchbar machen. Wird die Winde nur zur Planierschildbetätigung verwendet, so bringt man vorn am Kühler eine Eintrommelwinde an. Soll die Raupe aber noch einen seilgesteuerten Schürfkübelwagen, einen Aufreißer mit Seilbetätigung usw. ziehen, dann wird ein Seil der hinten angebrachten Mehrtrommelwinde nach vorn umgelenkt und hier zur Betätigung des Flaschenzuges verwendet.

Die Entscheidung, welche Betätigungsverrichtung gewählt werden soll, ist oft nicht einfach, da beide Systeme ihre Vor- und Nachteile haben. Bei der hydraulischen Schildbetätigung kann das Gewicht des Schleppers zum Eindringen des Schildes in den Boden nutzbar gemacht werden. Jedoch ist dem Schildhub nach oben und unten eine Grenze gesetzt, die bei den deutschen Raupen für den Hub nach oben bis 1170 mm, für das Absenken bis 535 mm liegt, womit alle normal auftretenden Arbeiten bewältigt werden können. Das Planierschild kann sehr genau betätigt werden und die bei den großen Caterpillar-Raupen vorhandene Hubgeschwindigkeit von etwa 0,25 m/s hat sich als ausreichend erwiesen. Kleinere Schlepper müssen größere Hubgeschwindigkeiten aufweisen, um die größeren Planierschildschwankungen schnell auszugleichen, die sich wegen der kurzen Kettenaufstandsfläche vom Boden auf

das Planierschild übertragen. Beim Einsatz unter extremen Temperaturbedingungen können die Hydraulikleitungen schnell unbrauchbar werden. Außerdem muß das Drucköl diesen Temperaturen angepaßt werden. Für den normalen Einsatz in Deutschland hat sich aber die Hydraulik bewährt und fast vollständig durchgesetzt.

Soll eine Raupe bei ausgesprochenen Pionierarbeiten besonders in Übersee eingesetzt werden, so empfiehlt sich eine Windenbetätigung, da diese einen größeren Hub und eine tiefere Absenkung zuläßt. Das spielt vor allem beim Baumfällen und Stubbenroden eine Rolle. Nachteilig ist hingegen, daß das Schild nicht zwangsgeführt wird und



Abb. 27. Fällen von Bäumen.

nur durch sein Eigengewicht und das Gewicht der auf ihm lastenden Holme in den Boden eindringen kann. Wird ein Hindernis im Boden unglücklich getroffen, so springt das Schild nach oben heraus. Außerdem kann der Seilverbrauch bei nachlässigen Fahrern durch zu langes Abspulen des Seils, schlechter Rollenführung usw. ganz erheblich sein. Preislich gesehen liegt die Seilmechanik erheblich unter der Hydraulik.

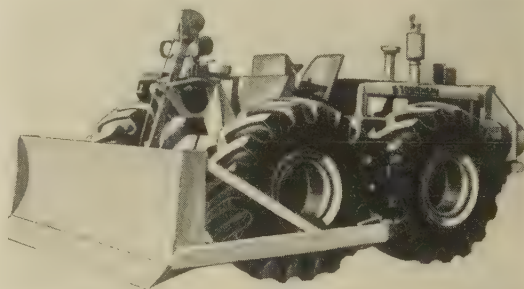


Abb. 28. Planierreifenschlepper (Le Tourneau-Westinghouse).

C. Planierreifenschlepper.

Da sich, wie schon oben erwähnt, bei den normalen Raupenschleppern mit starrem Fahrwerksrahmen die Geschwindigkeit nicht über ein bestimmtes Maß steigern läßt, führte die Forderung nach erhöhter Geschwindigkeit zum Ersatz des Kettenfahrwerks durch ein Reifenfahrwerk, das neben der höheren Geschwindigkeit billigere Wartung und geringere Reparaturanfälligkeit aufweist. Der grundsätzliche Aufbau des Planierreifenschleppers ist von den Planierraupen übernommen. Der Kraftfluß geht also vom hinten liegenden Motor über die Antriebswelle und Kupplung zum Schaltgetriebe und von dort über einen Kegel-

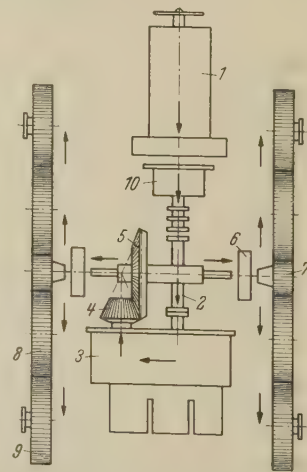


Abb. 29. Antriebsschema des Planierreifenschleppers. Aus Gabay [6]. 1 Motor; 2 Antriebswelle; 3 Kupplung und Schaltgetriebe; 4 u. 5 Kegelvorgelege; 6 Lenkkupplungen; 7 Antriebsritzel; 8 Zwischenrad; 9 Antriebsrad; 10 Generator.

Voith

in Halle 2, Stand Nr. 207/307

Voith - Turbokupplungen

Voith - Turbogetriebe

Voith - Drehmomentwandler

Voith - Turbowendegetriebe



Deutz-Planierraupenschlepper mit Voith-Turbokupplung

Die Voith-Turbokupplung

bringt in Antrieben von Erdbewegungsmaschinen, wie z. B. Planierraupenschlepper, folgende Vorteile:

1. Abwürgen des Motors durch Überlastung unmöglich
2. Volle Zugkraft kann aus dem Stand heraus einfach durch Gasgeben vom Motor auf das Fahrzeug übertragen werden
3. Zahl der Schaltungen und Kuppelvorgänge ist ganz erheblich verringert
4. Einfache Bedienung
5. Anfahren auch in den höheren Gängen möglich (bei entsprechender Kühlung auch bei schweren Fahrzeugen)
6. Weiches Fahren und größte Schonung der Triebwerksteile
7. Kleiner Schlupf im ganzen Fahrbereich



J. M. Voith G. m. b. H.
(14a) Heidenheim (Brenz)

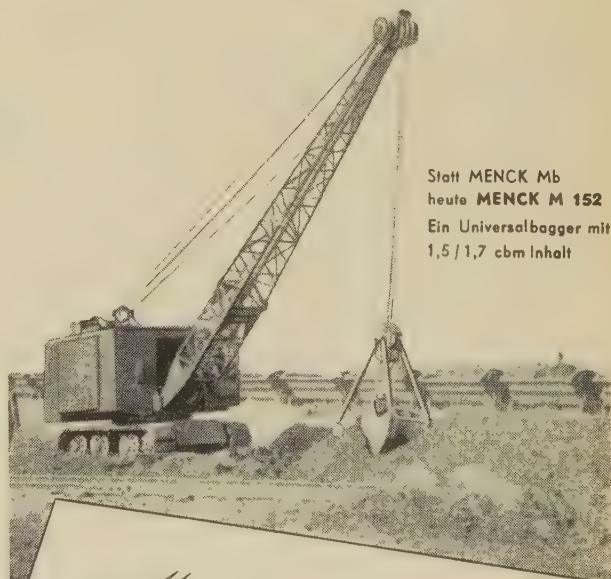


MENCK sprach
mit Schachtmeister Hahn
und Baggerführer Zweck

300 km. gefahren –

ohne Schäden am Fahrwerk!

„Seit 1940 arbeitet dieser MENCK Mb ohne Unterbrechung und ohne Reparatur, ein mustergültiges Gerät!“ Der Bagger Mb ist der Vorläufer des heute so bekannten MENCK M 152, der sich vor dem Mb durch größeren Inhalt und höhere Arbeitsgeschwindigkeit auszeichnet.

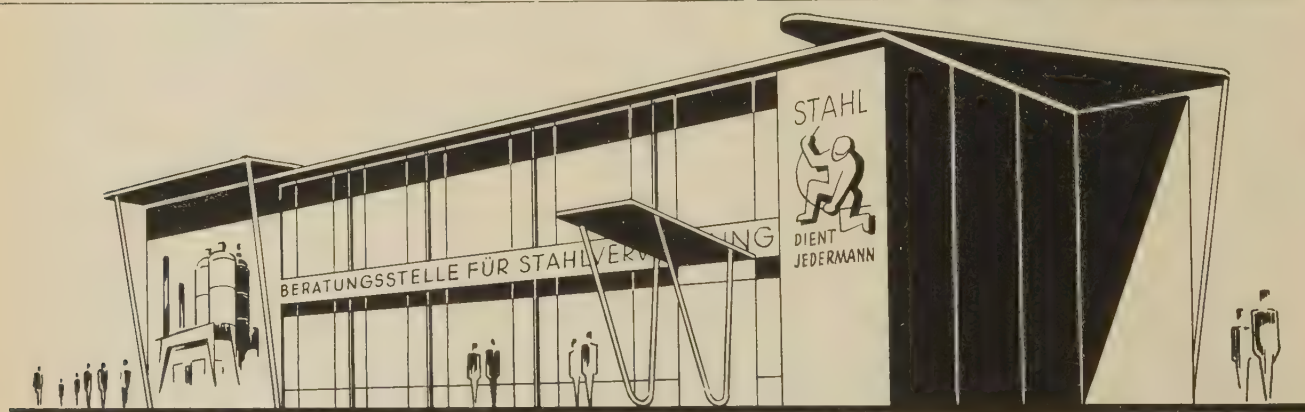


Statt MENCK Mb
heute **MENCK M 152**
Ein Universalbagger mit
1,5 / 1,7 cbm Inhalt

Menck & Hambroek
GmbH
Hamburg-Altona

**TIP
TOP****FÖRDERBAND-
VULKANISATION**ohne Hitze * ohne Gerät
ohne Abnahme des Bandes**GUMMIWAREN-FABRIK STAHLGRUBER MÜNCHEN 8**ZUR DEUTSCHEN INDUSTRIE-MESSE HANNOVER
vom 24. 4. bis 3. 5. 1955 • Halle 14, Stand 204 / 305

Seit über 70 Jahren

KAEUBLE**Carl Kaelble G.m.b.H. Motoren- u. Maschinenfabrik Backnang**
Gegr. 1884. Telefon 541-543, 888 b. Stuttgart

Die Beratungsstelle für Stahlverwendung ist auf der Deutschen
Industrie-Messe in Hannover in einer eigenen Halle an der
Berliner Straße am Freigelände West vertreten. Interessenten
erhalten dort Informationen über Fragen der Stahlverwendung

Veröffentlichungen, die wir kostenlos abgeben:

- Zerlegbare Tribünen aus Stahl
- Stahlfenster aus warmgewalzten Profilen
- Bodenbelag aus Stahl
- Rolltore aus Stahl
- Kantenschutz aus Stahl
- Schalungsträger aus Stahl
- Spielplatzgeräte aus Stahlrohr
- Ausstellungs- und Werbebauten aus Stahlrohr
- Bautechnischer Atomschutz

BERATUNGSSTELLE FÜR STAHLVERWENDUNGDÜSSELDORF
KAPELLSTR. 12

trieb und die Hauptgetriebewelle zu den Lenkkupplungen. Anschließend wird er weitergeleitet über ein Antriebsritzel und ein Zwischenrad zu den vier Rädern. Es ist interessant, daß man die Lenkung nicht von den normalen Reifenschleppern mit ihrer Achsschenkellenkung übernahm, sondern sich an das bei den Raupenschleppern bewährte System hielt. Die Planierreifenschlepper, deren bekanntester Vertreter wohl der amerikanische Tornadozer von Le Tourneau-Westinghouse ist, werden also durch Auskuppeln und Abbremsen oder Gegenlauf der auf der Innenseite liegenden Räder gelenkt. In Deutschland haben in diesem Jahr zum erstenmal die Liebherr-Werke einen nach diesen Gesichtspunkten konstruierten Reifenschlepper auf den Markt gebracht, der jedoch noch nicht serienmäßig hergestellt wird. Bei ihm soll das Planierschild hydraulisch betätigt werden, während der Tornadozer eine Seilwinde besitzt. Der schwächste Punkt dieses Geräts sind ohne Zweifel die Riesenluftreifen, da sie nur einen sehr geringen Druck besitzen dürfen. Bei sehr losem Sandboden liegt der beste Druck bei 1 atü nach Heiple [4], für weichen Boden gilt nach Gabay [6] 1,4 atü, für normalen Boden 1,75 atü. Durch diesen geringen Druck werden die Reifen

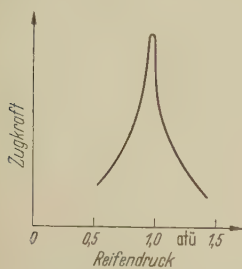


Abb. 30. Zugkraft in Abhängigkeit vom Reifendruck (gültig für losen Sand). Aus Heiple [4].

einer ungeheuren Walkarbeit unterworfen, die bei normalen Reifen zu schneller Zerstörung führt. Der US-Reifenindustrie ist es jedoch gelungen, Reifen mit einer Nutzungsdauer von 2000 h i. M. herzustellen. Heiple [4] gibt Werte von 2000 bis 5000 Betriebsstunden an, Gärtner [1] rechnet im Braunkohlenbergbau sogar mit 6400 h. Die wirkliche Aufstandsfläche der Niederdruckreifen beträgt etwa 90 % der rechnerischen, da beim Einsinken auch die Seiten mit zum Tragen herangezogen werden. Der Aufbau des deutschen und der amerikanischen Reifenschlepper ist wie der der Demag-Raupe. Hinten liegender Motor, vorn liegendes Getriebe, über dem sich der weit vorgeschobene Sitz befindet, so daß eine ausgezeichnete Übersichtlichkeit vorhanden ist.

Der sehr kleine Wendekreis führt zusammen mit der hohen Arbeits- und Fahrgeschwindigkeit zu einer großen Einsatzbeweglichkeit. Man muß sich allerdings darüber im klaren sein, daß die Abstützung auf vier Punkten an Stelle



Abb. 31. Planierreifenschlepper im Einsatz (Le Tourneau-Westinghouse).

von zwei Raupenaufstandsflächen und der kurze Radstand die Übertragung der Geländeunebenheiten auf das Planum stark begünstigen. Ebenfalls ist bei sehr ungünstigen Bodenverhältnissen, also etwa bei stark feuchtigkeitshaltigem, bindigem Boden und bei Forderung nach hohen Zug- und Schubkräften der Raupenschlepper überlegen. Hat man jedoch weite ausgedehnte Flächen zu planieren oder muß der Einsatz des Planiergerätes oft verändert werden, wie es z. B. bei der Verwendung als Hilfsgerät für die Planumherstellung von

Großbaggern im Braunkohlentagebau der Fall ist, dann läßt sich der Planierschlepper mit besonderem Erfolg einsetzen, denn nach Gärtner [1] werden dabei die zweibis dreifachen Leistungen der normalen Raupenschlepper erreicht. Man kann normale Straßen befahren, Gleise schnell überqueren und das Gerät den verschiedensten Aufgaben und Einsatzbedingungen anpassen. Nach im Braunkohlentagebau [1] ermittelten Werten betragen die Mittelwerte der Gesamtbetriebskosten für 130—150 PS-Raupenschlepper 24,77 DM/h, für den 186 PS-Planierreifenschlepper dagegen 26,67 DM/h. Sie liegen nur um 1,90 DM/h höher. Nun sind diese Zahlen auf keinen Fall auf den Baubetrieb übertragbar, da mit einer Nutzungsdauer von 5 Jahren bei 3200 Arbeitsstunden im Jahr gerechnet worden ist, während man im Baubetrieb mit vierjähriger Nutzungsdauer rechnet und auf keinen Fall eine Planierraupe 3200 h/Jahr beschäftigt ist; aber der geringe Unterschied der Geräteselbstkosten bleibt auch bei höheren Werten erhalten. Der Ausnutzungsgrad von schweren Planiertraupen schwankte dabei zwischen 60 und 90 %, während er bei den Planierreifenschleppern bei 78—93 % lag. Die äußerste Grenze der Wirtschaftlichkeit soll nach der gleichen Veröffentlichung bei 120 bis 150 m liegen gegenüber 50 bis 60 m bei Planiertraupen. Nun muß zwar noch einmal betont werden, daß all diese Zahlen im Braunkohlenbergbau ermittelt wurden, aber es ist doch zu vermuten, daß sich der Planierreifenschlepper auch im Baubetrieb bei Vorliegen ähnlicher Bedingungen (weite Einsatzflächen, häufig wechselnder Einsatzort, nicht zu schwieriger Boden) ein größeres Einsatzgebiet erobern wird, obwohl die Planierraupe nach wie vor das Hauptgerät bleibt. Daß Reifenfahrzeuge bei etwas größeren Transportweiten und höheren Geschwindigkeiten den Kettenfahrzeugen überlegen sind, zeigt die Tatsache, daß die von Raupenschleppern gezogenen Schürfwagen zu einem großen Teil von den gummiereiften Motorschürfwagen verdrängt worden sind, ja, daß man durch den Einbau eines Heckmotors sogar von der Schürfraupe unabhängig zu werden versucht.

D. Betriebsanforderungen, Leistungswerte.

Ein Punkt, der bei der Konstruktion von Traupen besonders beachtet werden sollte, ist die leichte Austauschbarkeit der einzelnen Raupenelemente. Motor, Kupplung, Schaltgetriebe, Lenkkupplung und Fahrwerkrahmen, alle diese Teile sollten für sich ausgebaut werden können, ohne die benachbarten Elemente auch teilweise auseinanderzunehmen. Es läßt sich leicht vorstellen, um wieviel schneller eine Reparatur durchgeführt werden kann, wenn nach Lösen einiger Bolzen das ganze Element mit einem Elektrozug in der Werkstatt herausgenommen und nach durchgeführter Reparatur ebenso leicht wieder eingebaut werden kann. Dadurch stellen sich die Reparaturen und damit auch die Gesamtbetriebskosten erheblich billiger.

Weiter hat sich beim praktischen Einsatz der Planiertraupen gezeigt, daß der Materialfrage noch längst nicht die genügende Aufmerksamkeit geschenkt worden ist, die sie verdient. Besonders die Qualität der Stahlgussteile läßt manchmal zu wünschen übrig. So treten mitten im Betrieb Brüche auf, die die termingemäße Fertigstellung des gesamten Bauwerks gefährden. Interessant sind hier die von Schmidt [5] angegebenen Zahlen, daß Planiertraupen nach weniger als 2000 h Betriebszeit 10—20 % der Ein-

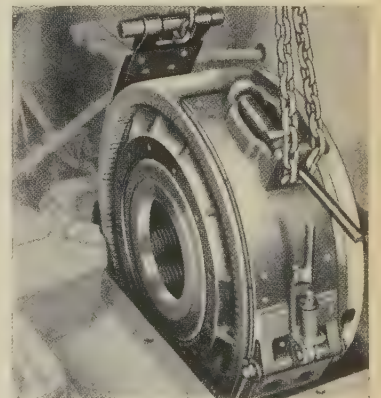


Abb. 32. Direkte Zugängigkeit der Lenkkupplung (Allis Chalmers).

satzzeit wegen Instandsetzung stillgelegt werden mußten. Bei etwas älteren Raupen stieg diese Zahl auf 35 % an. Von der Seite der Bauunternehmungen wird dagegen gefordert, daß die Planierraupen bei angestrengtem Betrieb, d. h. bei etwa 2000 Betriebsstunden im Jahr, drei Jahre ohne größere Reparaturen arbeiten. So muß jede Herstellerfirma darauf bedacht sein, bei Erdbaugeräten nur allerbestes Material zu verwenden, selbst wenn sich das Erzeugnis etwas teurer stellen sollte. Es gilt hier der alte Spruch, daß das Billigste nicht immer das Beste ist, da der bei plötzlichem Ausfallen eines Gerätes durch Verzögerung der Gesamtarbeiten verursachte Schaden manchmal weitaus größer sein wird als die Gerätemehrkosten, die bei Verwendung allerbesten Materials entstanden wären.

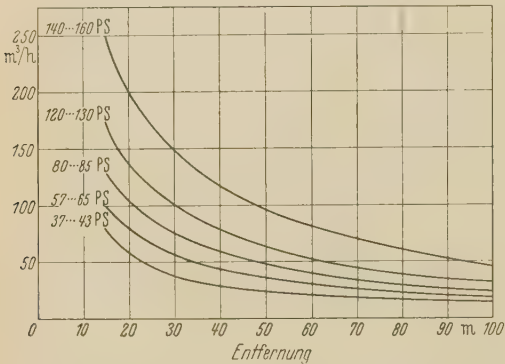


Abb. 33. Transportleistung amerik. Planierraupen in Abhängigkeit von der Transportweite. Motorleistung in PS am Zughaken.

Die Festlegung der Förderleistungen von Planierraupen ist sehr schwierig, da dabei der geschürfte Boden, das Planiergerät und der Grad der Geübtheit des Fahrers eine Rolle spielen. Um aber ungefähre Werte, die als Grundlage für eine Kalkulation dienen können, anzugeben, haben Kühn [2] und Gabay [6] bestimmte Voraussetzungen getroffen und dafür Tabellen aufgestellt. Nach den Werten von Gabay ist Abb. 33 gezeichnet worden. Die Werte von Kühn stimmten dabei mit den beiden Klassen 57 bis 65 PS und 80—85 PS genau überein, für die Klasse 120 bis 130 PS lagen sie um 20 % höher und für die Klasse 37 bis 43 PS lagen sie von 15 bis 30 m um 40 bis 10 % darunter. Dabei gehen sie von folgenden Voraussetzungen aus:

	Gabay	Kühn
Planierschild	Querschild	quergestelltes Schwenschild
Boden.....	guter, leicht schürfbarer Boden, $\gamma = 1,6 - 1,8$ f. gewachs. Boden	Lehmboden, steifplastisch u. halbfest
Arbeitsstunde	60 min	60 min
Ausnutzungsgrad ..	100 %	100 %
Schildfüllungsgrad	nicht angegeben	200 %
Vorwärtsgeschw. ..	2,2 — 2,5 km/h	0,75 % von V_{max} des 1. Ganges
Rückwärtsgeschw...	Raupen von 80 — 160 PS erhöht, die anderen wie Vorwärtsgeschw.	0,90 % von V_{max} des 3. Gangs
Planierraupen	Amerik. Fabrikate	Amerik. Fabrikate

Da man diese Werte als in etwa zutreffend bezeichnen kann, wurden vom Verfasser für die Werte von Gabay die Förderkosten berechnet. Der Ermittlung der Geräteselbstkosten wurden zugrunde gelegt: Für die Brennstoff-, Schmierstoff- und Reparaturkosten amerikanische Statistiken, angegeben bei Gabay. Für die Abschreibung und Verzinsung die Baugeräteliste mit einem monatlichen Satz

für Abschreibung und Verzinsung von 3,9 % bei 200 Arbeitsstunden im Monat. Bei Brennstoff und Schmierstoff wurden deutsche Preise, bei Reparaturen die Kosten von \$ in DM umgerechnet (1 \$ = DM 4,20). Dann ergeben sich folgende Werte:

Planierraupengruppe Typ aus dieser Gruppe	37—43 HD 5	57—65 D 6/ HD 9	80—85 D 7	120—130 D 8/ HD 15	140—160 HD 20
A. Arbeitskosten Löhne + 65 % ...	3,30	3,30	3,30	3,30	3,30
Kraft- und Schmierstoff	2,90	3,90	4,60	5,50	8,60
B. Reparaturkosten Löhne + Material	2,02	3,24	4,20	5,37	7,10
C. Betriebskosten A + B	8,22	10,44	12,10	15,17	19,00
D. Abschreibung und Verzinsung ..	8,80	13,65	16,50	19,50	25,40
Gesamt- betriebskosten/h ..	17,02	24,09	28,60	34,67	44,40

Wie man aus der Abb. 34 sieht, liegen bei den kleinen Entfernungen die Förderkosten noch eng zusammen, während sie mit zunehmender Transportweite stärker auseinander gehen.

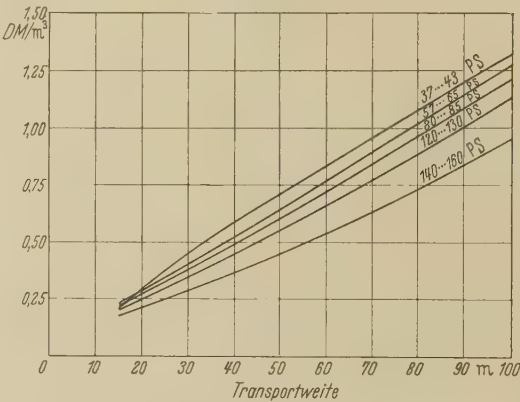


Abb. 34. Förderkosten [DM/m³] in Abhängigkeit von der Transportweite. Motorleistung in PS am Zughaken.

Es muß allerdings noch einmal betont werden, daß unter anderen Bedingungen völlig verschiedene Werte für die Transportleistung gelten können. So wurde z. B. auf einer Großbaustelle beim mittelschweren Bodenabtrag und Verteilen von abgekippten Boden (Schichtstärke 20—30 cm) bei den Planierraupen von 90—130 PS (Motor-Nennleistung) bei Schubentfernungen von 20—30 m als Transportleistung nur 40—60 m³/h sandigen Mischbodens und Mutterbodens ermittelt. Bei 55 PS-Planierraupen lag der Wert für eine Schubentfernung von 15—20 m bei etwa 30 m³/h. Diese Werte liegen um gut 50 % unter den Werten der Abb. 34.

Zum Schluß sollen hier noch einige Gesichtspunkte über die Auswahl des richtigen Planiergerätes gegeben werden.

Für schwere Räum- und Planierarbeiten kommen nur die schweren Raupen von 90 PS und mehr in Frage. Die darunter liegenden Raupen eignen sich mehr für leichtere Bodenarten und für kleinere Planierarbeiten, Zuschütten von Gräben, Verteilen von Boden usw. Für ausgesprochene Kleinbaustellen mit geringen Erdbewegungen (evtl. nur Grabenaushub), für das Zuschieben von Baustoffen zu Aufbereitungsanlagen, für Verteilung von Müll usw. sind die Klein- und Kleindraupen von 25 PS und weniger vorgesehen. Hier können sie durch ihren niedrigen Preis und ihre schnelle Verladbarkeit wesentlich zur Senkung

der Kosten beitragen. Für den wirklichen Erdbau der Großbaustellen kommen aber vorwiegend die erwähnten 90 PS-Raupen in Frage. Überschwere Raupen, d. h. Raupen von mehr als 130 PS Zughakenleistung, sollte man nur beschaffen, wenn entsprechend große Bauobjekte vorliegen. Für den Braunkohlentagebau, wo die Raupen laufend be-

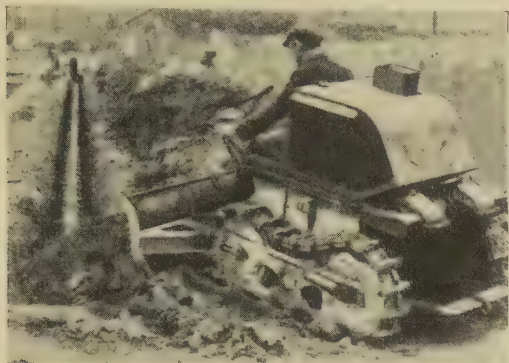


Abb. 35. Zuscieben eines Grabens mit Kleinstraube. Aus Gabay [6].

schäftigt sind und sie kaum ihren Einsatzort zu verändern brauchen, sind sie also gut geeignet. Hat aber eine Bauunternehmung nur mittlere und kleinere Objekte auszuführen, so verteuert der kostspielige Transport der sehr schweren Raupen umgelegt auf die Gesamtarbeitszeit die Kosten/Betriebsstunde so sehr, daß sämtliche Vorteile aufgehoben werden.

Über die Frage „Schwenschild oder Querschild“ ist bereits oben berichtet worden. Nähere Einzelheiten darüber sind bei Kühn [7] ersichtlich.

Der Einsatz der schweren amerikanischen Reifenschlepper, Tornadoer Typ C und D, kommt auch wieder nur bei großem Betätigungsfeld in Frage. Auf Flugplätzen könnte sein Einsatz durchaus lohnend werden. Interessant wäre es, einmal zu untersuchen, wie sich ein leichter, also etwa 90 PS-Planierreifenschlepper auf den Baustellen bewährt. Liegt sein Preis einigermaßen günstig und ist auch die Reifenfrage zufriedenstellend gelöst, dann kann man ihm nach den mit dem Tornadoer gemachten Erfahrungen einen guten Erfolg voraussagen.

E. Übersicht über deutsche Planierraupen.

In dieser Übersicht sind sämtliche z. Z. serienmäßig hergestellten deutschen Planierraupen zusammengestellt, soweit die Unterlagen dem Verfasser von den Firmen zugänglich gemacht wurden.

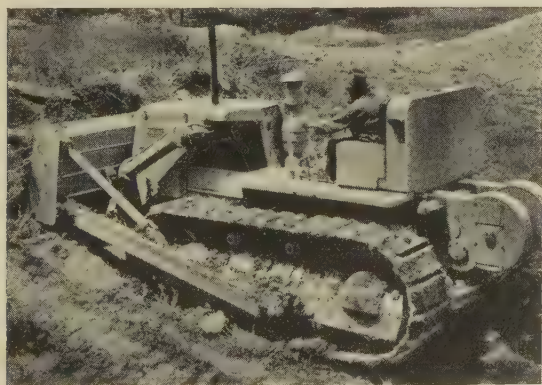


Abb. 36. Kaelble-Raube Typ R 630 (Kaelble-Werkbild).

1. Die Carl Kaelble GmbH., Backnang, stellt zwei Planierraupen her, die 150 PS-Kaelble-Raube, Typ PR 630, und in Verbindung mit der Firma Gmeinder die 100 PS-Gmeinder-Kaelble-Raube. Der Typ PR 630 stellt eine Weiterentwicklung des Typs PR 125 dar. Beide Typen be-

sitzen den normalen Aufbau der Planierraube. Der Motor der PR 630 ist ein Vorkammermotor mit 14,33 l Hubraum. Die Übertragung der Motorleistung auf das Getriebe erfolgt durch eine Zweischeibenkupplung mit Kupfer-Asbest-Belag. Das Schaltgetriebe besitzt 4 Vorwärts- und 2 Rückwärtsgänge. Das Kettenfahrwerk mit 6 Lauf- und 2 Tragrollen ist gegenüber dem Typ PR 125 verlängert worden. Die Raube wird auf Wunsch mit einem starren Querschild oder mit einem verstellbaren Schwenschild ausgerüstet. Damit können außer der 25°-Schwenkbewegung auch eine Kipp- und Neigbewegung von je 10° ausgeführt werden.

Die in Zusammenarbeit mit der Firma Gmeinder entwickelte 100 PS-Planierraube ist der 150 PS-Raube im Aufbau ganz ähnlich. Sie besitzt jedoch 5 Vorwärts- und 4 Rückwärtsgänge. Der besondere Vorteil dieser Raube liegt in dem Schubradgetriebe mit Vorwähleinrichtung, das die Möglichkeit bietet, vor Beginn der Planierarbeit unabhängig einen Vorwärts- und Rückwärtsgang zu schalten, so daß für das Wenden nur noch ein Fahr Schalthebel umzulegen ist.

2. Die von der Demag-Baggerfabrik GmbH., Düsseldorf-Benrath, gebauten Planierraupen Typ R 613 mit 138 PS und Typ R 609 mit 90 PS unterscheiden sich völlig von den Typen anderer Hersteller. Bei ihnen liegt das Führerhaus am Bug, der Motor am Heck. Außerdem ist das Laufwerk ganz anders ausgebildet. Bedingt durch die Frontlage des Getriebes wurde auch der Kettenantrieb nach vorn gelegt. Das Laufwerk ist länger als bei anderen Raupen und besitzt beim Typ R 613 fünf, beim Typ R 609 vier großrollige Laufräder auf jeder Seite. Die Antriebs- und Umlenkräder sind bei kleinerem Durchmesser hochgezogen, um ein besseres Überfahren von Unebenheiten zu ermöglichen. Das Spannen der Kette erfolgt über das hinten liegende, in einer Schwinge gelagerte Umlenkrad.

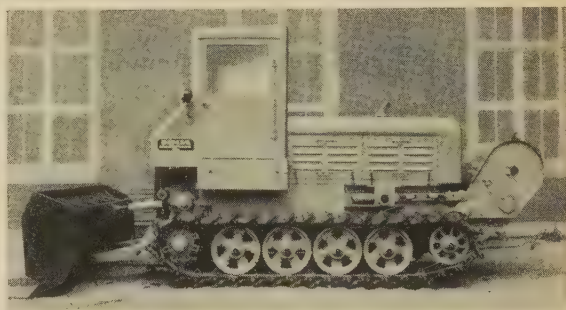


Abb. 37. Demag-Planierraube Typ R 609 (Demag-Werkbild).

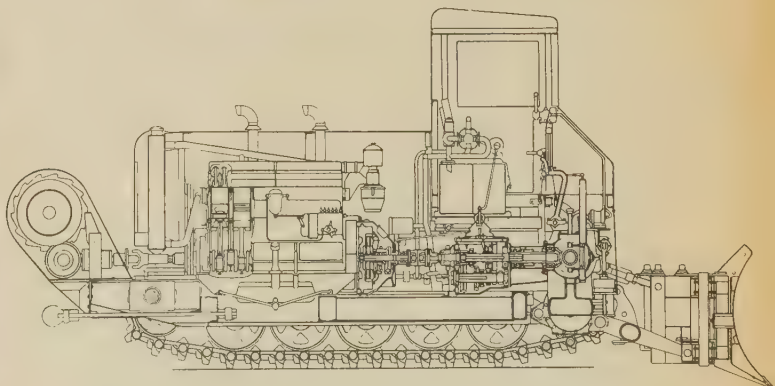


Abb. 38. Schnitt durch Demag-Raube R 613 (Hecklage des Motors; Frontlage von Getriebe und Fahrer kabine).

Das Triebwerk ist mit auswechselbaren gehärteten Stahlrollen versehen, so daß leichte Instandsetzung möglich ist. Bei beiden Typen sind wassergekühlte Dieselmotoren eingebaut. Neben dem vierstufigen Schaltgetriebe ist ein Wendegetriebe eingebaut, um die Schaltzeit herabzusetzen.

Deutsche Planierraupen (Stand August 1954)

Hersteller	Kaelble	Demag	Trak- toren- werke Worms	Gmein- der Kaelble	Hano- mag/ Menck	Hano- mag/ Frich	Deutz/ Menck	Deutz/ Frich	Demag	Trak- toren- werke Worms	Deutz/ Menck	Deutz/ Frich	Hano- mag/ Menck	Hano- mag/ Frich	Famo- Rath- geber	Allg. Maschinen Gesellsch.
Typ	PR 630	R 613	Titus R 105	PR 610	K 90 E	K 90 E	Deutz 90 PS	Deutz 90 PS	R 609	Titus R 70	Deutz 60 PS	Deutz 60 PS	K 55 E	K 55 E	Boxer	Om- nifax
Motor Fabrikat	Kaelble	Käm- per	MWM	Kaelble	Hano- mag	Hano- mag	Deutz	Deutz	Käm- per	MWM	Deutz	Deutz	Hano- mag	Hano- mag	Käm- per	Deutz
Leistung [PS]	150	138	105	100	90	90	90	90	90	70	60	60	55	55	52	22
Motortyp			RHS T 518 D	GN 110 S	D93	D93	F6L514	F6L514		RHS T 518 Z	F4L514	F4L514			4D 10H	F 2 L 612
Zylinderzahl	6	6 4	3	6	6	6	6	6	4	2	4	4	4	4	4	2
Hubvolumen [l]	14,330	13,54 21,7	8,31	9,7	9,35	9,35	7,98	7,98	7,69	5,54	5,32	5,32	5,70	5,70	4,46	1,52
Drehzahl [U/min]	1400	1300 550	1650	1400	1300	1300	1650	1650	1500	1650	1650	1650	1300	1300	1420	2100
Arbeitsweise	4-Takt	4-Takt	4-Takt	4-Takt	4-Takt	4-Takt	4-Takt	4-Takt	4-Takt	4-Takt	4-Takt	4-Takt	4-Takt	4-Takt	4-Takt	4-Takt
Kühlsystem	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Luft	Luft	Wasser	Wasser	Luft	Luft	Wasser	Wasser	Wasser	Luft
Getriebe																
Vorwärtsgänge	4	4	6	5	5	5	5	5	4	6	5	5	3	3	4	3
Rückwärtsgänge	2	4	6	4	4	4	4	4	4	6	3	3	1	1	1	1
Geschwind. [km/h]																
vorwärts																
1. Gang	2,4	2,03	1,56	2,3	2,5	2,5	2,5	2,5	2,0	1,39	2,8	2,8	3,0	3,0	2,82	2,6
2. Gang	3,9	3,4	1,76	3,3	3,7	3,7	3,9	3,9	3,4	1,60	3,6	3,6	4,5	4,5	4,04	5,7
3. Gang	5,2	6,7	2,82	4,8	4,6	4,6	5,5	5,5	6,7	2,52	4,5	4,5	6,9	6,9	5,25	9,4
4. Gang	8,3	10,95	5,08	6,3	6,5	6,5	7,3	7,3	12,7	4,53	6,0	6,0			7,21	—
5. Gang			8,88	8,4	9,7	9,7	9,7	9,7		7,93	7,5	7,5				
6. Gang			12,70							11,32						
rückwärts																
1. Gang	3,8	2,03	2,21	3,2	3,5	3,5	3,8	3,8	2,0	1,99	3,6	3,6	4,0	4,0	3,6	5,4
2. Gang	5,6	3,4	2,55	4,4	5,2	5,2	6,0	6,0	3,4	2,28	4,6	4,6				
3. Gang		6,7	4,02	6,5	6,5	6,5	8,5	8,5	6,7	3,60	5,8	5,8				
4. Gang		10,95	7,25	8,6	9,1	9,1	11,3	11,3	12,7	6,47						
5. Gang			12,67							11,32						
6. Gang			18,13							16,16						
Zugkräfte [kg]																
vorwärts																
1. Gang	14 800	12 000	15 800	10 600	8370	8370	8400	8400	10 000	11 830	5420	5420	3900	3900	4000	1900
2. Gang	8 700	9 000	11 090	7 400	5330	5330	5000	5000	5 900	8 200	4340	4340	2730	2730	2750	890
3. Gang	6 300	4 600	6 200	4 800	4130	4130	3200	3200	3 000	4 580	3280	3280	1610	1610	2100	540
4. Gang	3 600	2 800	3 200	3 500	2690	2690	2270	2270	1 650	2 420	2510	2510			1500	—
5. Gang			1 820	2 400	1590	1590	1550	1550		1 400	1900	1900				—
6. Gang			1 400							1 100						—
Maße o. Planierschild																
Länge [mm]	4 897	4 990 ¹	4 370	4255	4070	4070	4233	4233	4490 ¹	3810	3450	3450	2880	2880	2900	2300
Breite [mm]	2 560	2 250	2 350	1990	2168	2168	2130	2130	2250	2090	1955	1955	1800	1800	1665	1380
Höhe [mm]	2 750	2 870	2 525	2000	1832	1832	1815	1815	2870	2200	2185 ⁴	2185 ⁴	1800	1800	1850	1250
Gewicht [kg]	15 000	12 000	10 100	9500	8700	8700	8500	8500	9500	6650	5820	5820	4650	4650	4300	2150
bei Kettenbreite [mm]	580	440	460	450	460	460	460	460	440	350	400	400	400	400	420	260
Maße m. Planierschild																
m. Querschild																
Länge [mm]	5 728	—	5 000	5 140	4 860	5 000	5 075	5 020	—	4500	4130	4390	3310	3950	3950	—
Breite [mm]	3 000	—	2 600	2 530	2 690	2 660	2 900	2 660	—	2400	2550	2440	2040	2050	2200	—
Höhe [mm]	2 750	—	2 525	2 000	1 832	1 832	1 815	1 815	—	2200	2185 ⁴	2185 ⁴	1800	1800	1850	—
Gewicht [kg]	16 770	—	11 700	11 200	10 810	11 350	10 500	11 350	—	8050	7300	7720	5700	6800	5550	—
Bodenpress. [kg/cm²]	0,58	—	0,57	0,50	0,48	0,52	0,48	0,52	—	0,55	0,45	0,49	0,40	0,48	0,45	—
m. Schwenkschild																
(quergestelltes Schild)																
Länge [mm]	5 948	6 315 ¹	5 300	5 170	5 035	5 550	5 250	5 680	5 815	4800	4190	4330	3900	3930	3950	3100
Breite [mm]	4 000	3 104	2 800	3 320	3 750	3 400	3 750	3 400	3 104	2600	3130	2900	2730	2680	2700	1600
Höhe [mm]	2 750	2 870	2 525	2 000	1 832	1 832	1 815	1 815	2 870	2200	2185 ⁴	2185 ⁴	1800	1800	1850	1250
Gewicht [kg]	17 000	14 500 ¹	12 100	11 100	11 190	11 500	10 880	11 500	12 000 ¹	8650	7300	7850	6025	6800	5550	—
Bodenpress. [kg/cm²]	0,59	0,58 ¹	0,59	0,50	0,50	0,53	0,48	0,52	0,53 ¹	0,59	0,46	0,50	0,43	0,49	0,45	0,35 ³
Maße d. Querschildes																
Breite [mm]	3000	—	2600	2530	2690	2660	2900	2660	—	2400	2550	2400	1950	2050	2200	—
Höhe [mm]	1200	—	950	1000	1030	1050	1030	1050	—	900	865	820	960	820	750	—
Hub üb. Planum [mm]	1000	—	1000	900	1150	1170	1150	1200	—	1000	965	1100	450	1000	780	—
Absenkung	350	—	300	300	535	325	550	325	—	300	345	270	150	300	280	—
Maße des Schwenkschildes																
Breite [mm]	4000	3104	2800	3320	3750	3400	3750	3400	3104	2600	3130	2900	2730	2680	2700	1600
Höhe [mm]	1000	1150	1100	860	860	900	860	900	1030	1000	720	755	715	755	750	500
Hub üb. Planum [mm]	1000	650	1100	900	1280	1170	1275	1200	650	1100	1015	1100	670	1000	780	225
Absenkung [mm]	350	150	350	350	600	325	620	325	150	350	455	270	250	300	280	100
Schwenkwinkel [°]	25	30 °	30 °	25 °	25 °	25 °	25 °	25 °	30 °	30 °	25 °	25 °	25 °	27,5 °	25 °	30 °

Anmerkungen: ¹ mit Winde ² ohne Anbaugeräte ⁴ bis Oberkante Auspuff

Die Anlenkung des Schildes geschieht nicht über lange durchgehende Holme an das Raupenfahrwerk, sondern über kurze Hebel direkt auf den Wannenkörper. Die Betätigung der Planiereinrichtung und die Lenkung des Kettenfahrwerks erfolgt hydraulisch. Das Schwenkschild kann nach Abbau der seitlichen Verlängerungen auch als Querschild benutzt werden. Als einzige deutsche Raupen haben die Demag-Fabrikate geschlossene Fahrerkabinen.

3. In das Fabrikationsprogramm der Traktorenwerke Worms GmbH., Mülheim/Ruhr, sind vier Planierraupen-typen aufgenommen, und zwar die Typen R 70, R 105, R 140 und R 210 mit 70, 105, 140 und 210 PS. Serienmäßig werden bis jetzt die Typen R 70 und R 105 hergestellt. Der äußere Aufbau dieser Raupen entspricht dem Normaltyp. Allerdings fällt der Rahmen vollständig fort, da hier die Blockbauweise verwendet wird. Die Hinterachse ist als dreiteiliger Kastenträger ausgebildet, bestehend aus Mittelkasten, zwei Seitenkästen und den Rädervorgelegekästen. Der Fahrwerksrahmen ist als geschweißte Kastenrahmenkonstruktion ausgeführt und hinten an den Stützlagern der Kettenantriebsräder aufgehängt. Die Zugstange der Anhängervorrichtung läuft weit unter der Raupe durch und ist erst vorn am Pendelausgleich der Vorderachse aufgehängt. Die Kupplung ist direkt zugänglich und austauschbar. Die Lenkung wird hydraulisch betätigt. Je nach Wunsch werden die Raupen mit Quer- oder Schwenkschild ausgerüstet, die beide geneigt und gekippt werden können. Beim Schwenkschild (30°) kann das Schild sogar von 30 — 60° geneigt werden.

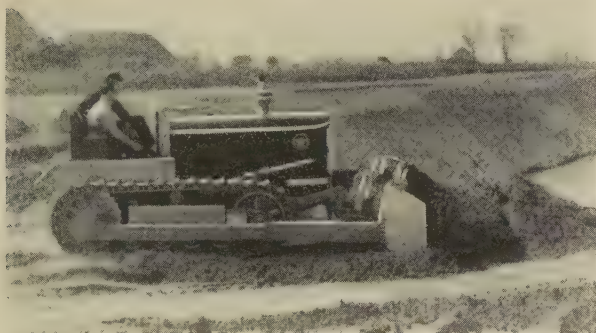


Abb. 39. Titus-Planierraupe 70 PS.

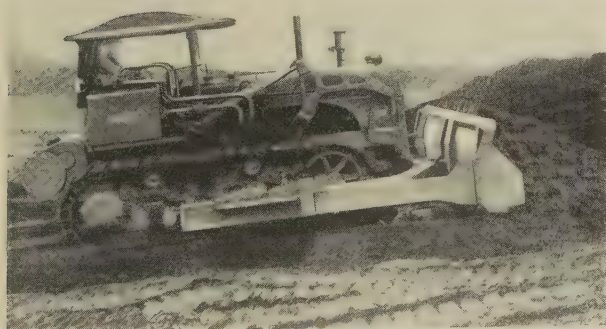


Abb. 40. Hanomag-Raupe K 90 mit Menck-Planiereinrichtung (Menck & Hambrock, Werkbild).

4. Die Hanomag, Hannover-Linden, stellt zwei Planier-raupentypen her, und zwar die 55 PS-Raupe K 55 E und die 90 PS-Raupe K 90 E. Während die 55 PS-Raupe schon seit langem auf dem Markt ist, ist die 90 PS-Raupe erst in neuerer Zeit aus der Forderung der Industrie nach stärkeren Motoren entstanden. Bei der 90 PS-Raupe handelt es sich um eine Halbrahmenkonstruktion mit angeschraubtem Lenk-kupplungsgehäuse. Der Halbrahmen nimmt den Motor mit Kühler und Kupplung sowie den Kraftstoffbehälter auf, Fahrersitz und Schaltgetriebe sind dagegen an das Lenk-kupplungsgehäuse angeschraubt. Die Laufrollenrahmen

sind wie üblich auf der Kettenantriebsradachse gelagert und vorn durch eine Blattfeder verbunden, auf die sich der Triebwerkrahmen abstützt. Das Getriebe besitzt 5 Vorwärts- und 4 Rückwärtsgänge. Lenkkupplungen und -bremsen sowie die Motorkupplung werden von Hand bedient. Als Anlasser ist entweder ein 10 PS-Benzinmotor oder ein elektrischer Anlasser vorgesehen.

Der Typ K 55 E wird dagegen rahmenlos gebaut. Der Oberteil besteht aus drei Teilen: Motor mit Kühler und Vorderachsträger, Zwischenmulde mit Schaltgetriebe und Kupplung, Hinterachsgehäuse mit Lenkdifferential. Diese Raupe wird also im Gegensatz zu den vorher beschriebenen Typen durch einfaches Abbremsen der jeweiligen Kette mit mechanischen Lenkbremsen, die durch ein Handrad betätigt werden, gelenkt. Es werden dadurch stets beide Ketten angetrieben. Die Verbindung zwischen Raupen-oberteil und Fahrwerk wird wie üblich durch Lagerung auf der Hinterachse hergestellt. Das Getriebe besitzt drei Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang. Der Motor wird elektrisch angelassen.

Beide Raupen werden von den Firmen Menck & Hambrock, Hamburg-Altona, und Eisenwerk Gebr. Frisch, Augsburg, mit einer Planiereinrichtung ausgerüstet, die je nach Wunsch als Quer- oder Schwenkschild geliefert werden kann. Bei den 90 und 55 PS-Raupen liegt beim Menck-Schwenkschild der Schwenkwinkel bei 25 und 30° , beim Frisch-Schwenkschild bei 25° . Bei der 55 PS-Raupe ist beim Frisch- und Menck-Planiergerät bei beiden Schildarten durch einfaches Umstecken eine einseitige Überhöhung möglich.

5. Auch die Klöckner-Humboldt-Deutz AG., Köln-Deutz, stellen seit neuem zwei Schleppertypen her, die wie bei der Hanomag von den Firmen Menck & Hambrock und Frisch mit der Planiervorrichtung ausgerüstet werden, und

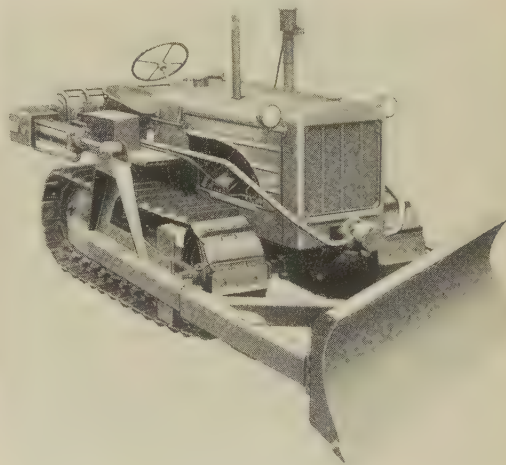


Abb. 41. Hanomag K 55 mit Frisch-Planiereinrichtung (Werkbild Eisenwerk Frisch).

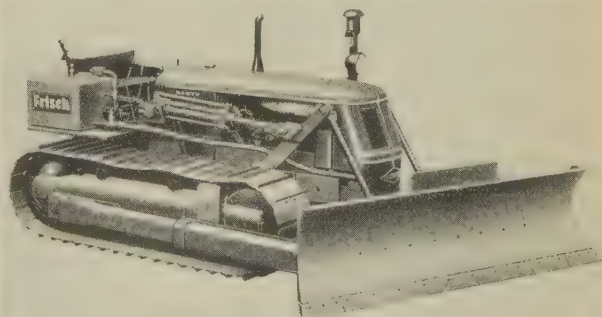


Abb. 42. Deutz-90-PS-Planierraupe mit Frisch-Planiereinrichtung (Werkbild Eisenwerk Frisch).

zwar mit 90 und 60 PS. Der in 1954 auf der Hannoverischen Messe erschienene 90 PS-Schlepper wird jetzt zum erstenmal in einer kleinen Serie aufgelegt. Bei beiden Schleppern handelt es sich um Rahmenfahrzeuge. Die Lenkung erfolgt über Lenkkupplungen und Lenkbremsen. Die Laufwerke bestehen bei beiden Raupen aus gepreßten Blechkästen, die pendelnd auf den Hinterachsen aufgehängt sind. Vorn sind sie durch eine Querfeder miteinander verbunden, auf die sich der Motor pendelnd abstützt. Der 90 PS-Schlepper besitzt 5 Vorwärts- und 4 Rückwärtsgänge, der 60 PS-Schlepper 5 Vorwärts- und 3 Rückwärtsgänge. Im Gegensatz zu den anderen Motoren verwendet Deutz luftgekühlte Dieselmotoren, die den Schlepper von Kühlwasser völlig unabhängig machen. Bei extremen Temperaturen ist das ein nicht zu unterschätzender Vorteil. Außerdem ist bei beiden Schleppertypen zwischen Motor und mechanischer Kupplung eine Flüssigkeitskupplung (Voith-Turbo-Kupplung) zwischengeschaltet, die eine stoßweise auftretende Belastung auffängt und damit Motor und Getriebe schont. Je nach Wunsch wird von Frisch oder Menck & Hambrock ein Quer- oder Schwenkschild angebaut.

6. Neu unter den Planierraupen ist auch die von der Famo-Vertriebsgesellschaft mbH., München 13, vertriebene Rathgeber-Famo-Planierraupe, Typ Boxer, mit 52 PS. Der Schlepper ist in rahmenloser Blockbauweise konstruiert, und zwar schließt sich an den Motor ein Gehäuse an, das Kupplung, Schaltgetriebe und Lenkdifferential aufnimmt. Die Lenkung ist also die gleiche, wie sie uns schon von

hindert wird. Nach Angaben der Firma erfordert diese Art der Schmierung weniger Wartung gegenüber der bisher üblichen. Das Getriebe hat vier Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang. Das von der gleichen Firma gelieferte Famo-Planiergerät wird nur als Schwenkschildvorrichtung hergestellt, bei dem man dann nach Wunsch ein Quer- oder Schwenkschild anbringen kann. Durch Kugelgelenke wird eine räumliche Verstellbarkeit der Schilde gewährleistet.

7. Auf der Hannoverischen Messe 1954 erschien auch die Allgemeine Maschinen-Gesellschaft Bösingfeld/Lippe, zum erstenmal als Planierraupen-Hersteller mit ihrem Typ Omnifax. Diese Raupe ist, wie ihr Name Omnifax sagt, eigentlich ein Mehrzweckgerät. Der luftgekühlte Deutz-Diesel-Zweizylindermotor mit angeflanschem Getriebe ist

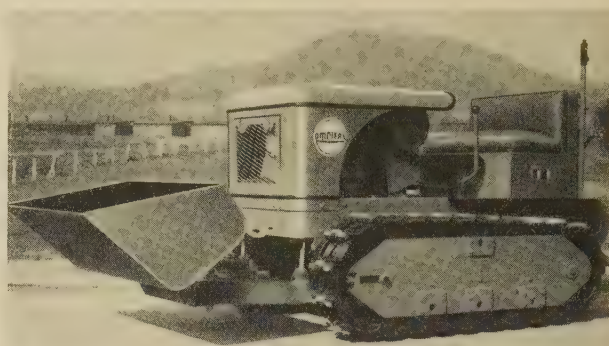


Abb. 45. ABG-Raupe, Typ Omnifax mit Schürfkübel.

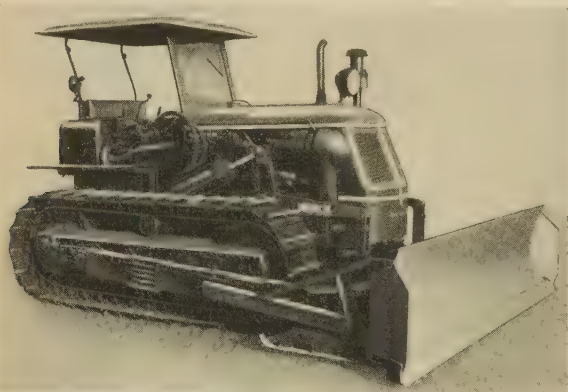


Abb. 43. Deutz-60-PS-Planierraupe mit Menck-Planiereinrichtung (Werkbild Deutz).

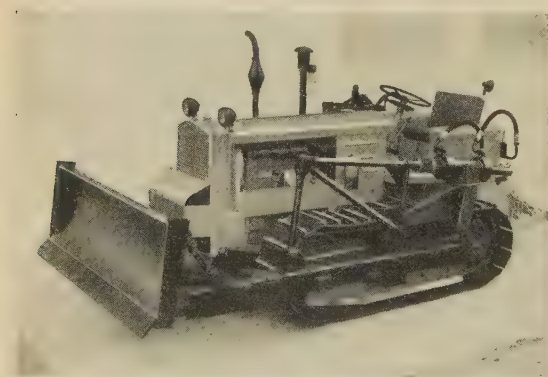


Abb. 44. Famo-Rathgeber-Planierraupe, Typ Boxer (Famo-Werkbild).

der Hanomag-Raupe K 55E bekannt ist. Durch Drehung des Handrades zieht man eine Bandbremse an, die dann die zugehörige Kette abbremst. Der Kraftausgleich erfolgt durch das Lenkdifferential. Da Rathgeber keinen eigenen Motorenbau besitzt, wird ein Dieselmotor der Firma Kämpfer eingebaut. Die Laufrollen haben im Innern einen großen Ölraum, der nach außen besonders abgedichtet ist, so daß Austreten von Öl und Eindringen von Schmutz ver-

in den Rahmen eingehängt. Das Schaltgetriebe besitzt drei Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang. Die Lenkung erfolgt über Innenbackenbremsen, die mit Fußhebel betätigt werden. Die Drehzahlunterschiede der Antriebsräder werden durch ein Differentialgetriebe ausgeglichen, so wie es bei der Hanomag K 55 E und beim Famo-Boxer der Fall ist. Das Fahrwerk ist an den Seitenschildern des Rahmens aufgehängt. Es handelt sich dabei wieder um einen starren Fahrwerksrahmen, wie es bei fast allen Raupen üblich ist. Die Kettenglieder sind in Gummi gelagert, um Verschleiß und Längung herabzusetzen. Die Planiereinrichtung ist als Schwenkschild ausgebildet, das natürlich auch gerade gestellt werden kann. Das Schild wird auf den Geräteträger aufgebaut und durch die Hubzylinder betätigt. Außerdem können noch an diesem Geräteträger ein Aufreißer mit 2 Zähnen, ein Hubdorn und eine Hubgabel angebracht werden. Die anderen Anbaugeräte werden gesondert angebracht, so wie es bei anderen Raupenschleppern gebräuchlich ist.

Literatur

1. E. Gärtner: Braunkohle (1954) S. 1—11.
2. G. Kühn: Anwendungs-, Leistungs- und Wirtschaftlichkeitsbereiche gleisloser Erdbaugeräte, ermittelt auf Grund praktischer Versuche, Diss. TH Aachen 1953.
3. G. P. Robertson: Essential factors in the design of bulldozers and scrapers, Muck Shifter (1954), S. 247—259.
4. D. K. Heiple: Earthmoving, an art and a science, New York 1952.
5. H. Schmidt: Einfluß des Werkstoffs auf die Betriebssicherheit von Erdbaugeräten, Z. VDI 96 (1954).
6. A. Gabay: Les Engins Mecaniques de Chantier, Lausanne 1952.
7. G. Kühn: Straße und Autobahn 4 (1953) S. 307.
8. G. Garbotz: Der Bau und die Bauindustrie (1954) S. 285.
9. G. Garbotz: Straßen und Tiefbau 8 (1954) S. 273.
10. G. Garbotz: Straßen-, Asphalt- und Tiefbautechnik 7 (1954).
11. G. Kühn: Z. VDI 95 (1953) S. 786.
12. Gutberlet: Straßen- und Tiefbau 7 (1953) S. 383.
13. E. Rathsmann: Die Bauwirtschaft 7 (1953) S. 470.
14. H. Schumann: Kraftfahrzeugtechnik 4 (1954) S. 102—107.
15. H. J. Ertle: Fördern und Heben 4 (1954) S. 630.
16. Arbeitsausschuß geländegängige Erdbaugeräte: Straße und Autobahn 2 (1951) S. 61.
17. G. Kühn: Z. VDI 96 (1954) S. 373.

Unterwasserpumpen.

Von Dipl.-Ing. Erich Rathsmann, Beratender Ingenieur, München.

Die wichtigsten Vertreter der Vertikal-Kreiselpumpen — d. s. solche Kreiselpumpen, deren Laufräder um eine vertikal angeordnete Welle umlaufen — sind die Senk- oder Abteupumpen und die Bohrlochpumpen. Beide Pumpen-Bauarten werden auch als Tiefbrunnenpumpen bezeichnet. Die Senk- oder Abteupumpen werden in gemauerten oder gegrabenen Brunnen (Schachtbrunnen) zur offenen Wasserhaltung in Baugruben usw. eingesetzt. Die Bohrloch-Kreiselpumpen arbeiten in Rohrbrunnen und werden als Bohrloch-Wellen-Pumpen oder Unterwasserpumpen gebaut. Bei der Bohrloch-Wellen-Pumpe sind Motor und Pumpe durch einen Wellenstrang miteinander verbunden; der Motor arbeitet dabei außerhalb des Wassers. Die Unterwasserpumpe oder Unterwassermotorpumpe (auch als Tauchpumpe oder Unterwasser-Elektro-Pumpe u. ä. bezeichnet) arbeitet, wie schon der Name sagt, mit dem Motor unter Wasser. Sie kommt heute fast ausschließlich dort zur Anwendung, wo Wasser aus Tiefen ab rd. 8 m (Saughöhen von mehr als 7—8 m) zu fördern ist (besonders bevorzugt bei Tiefen über 25 m) und Dreh- und Wechselstrom zur Verfügung steht.

Bei der Unterwasserpumpe ist eine meistens mehrstufige Kreiselpumpe durch direkte Kupplung mit einem Unterwasser-Elektromotor (langgestreckter Asynchronmotor) zu einem geschlossenen Maschinensatz mit senkrechter Welle (Tauchpumpensatz) vereinigt. Dieser wird in zwingender Weise geformt durch die meistens sehr starke Durchmesserbegrenzung der Bohrlöcher bei Rohrbrunnen bei unbegrenzt verfügbarer axialer Länge (wegen der Rohrarten vgl. DIN 2448 — Nahtlose Flußstahlrohre, Leitungs- und Konstruktionsrohre). Ein Rohrbrunnen besteht bei kleinen Fördertiefen aus einer, bei größeren meistens aus mehreren im Durchmesser abgesetzten Rohrfahrten, in die in der wasserführenden Schicht ein Filterrohr eingesetzt wird. Das Filterrohr trägt oben ein etwa 5—10 m langes Aufsatzrohr und unten meistens ein Ablagerungsrohr zur Aufnahme von Sinkstoffen. (Auf die weitere bauliche Gestaltung der Rohrbrunnen kann im Rahmen dieses Berichts nicht eingegangen werden.) Der

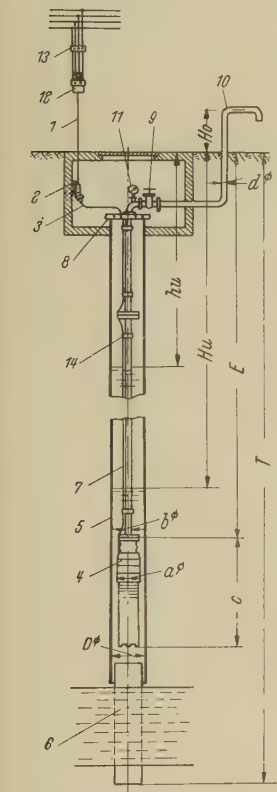


Abb. 1. Einbau einer Wüfel-Unterwasserpumpe im Rohrbrunnen.

1 Stromzuführung; 2 Steckdose mit Stecker (dreipolig); 3 Spezialkabel (wasserfest am Motor angeschlossen); 4 Wüfel - Unterwasserpumpe; 5 Rohrbrunnen; 6 Brunnenfilter; 7 Steigrohrleitung; 8 Tragschelle; 9 Regulierschieber; 10 Druckrohrleitung; 11 Manometer mit Hahn; 12 Motorschutzhalter mit Strommesser; 13 Grobsicherungen; 14 Kabelschellen; hu Wasserstand in Ruhe; Hu Wasserstand abgesenkt; Ho Druckhöhe über Tage; E Einbautiefe der Pumpe; T Brunnentiefe.

Tauchpumpensatz hängt an einer Steigrohrleitung und ist jeder Wartung entzogen (Abb. 1). Die elektrische Energie wird durch ein an der Steigrohrleitung befestigtes Kabel zugeführt. Beim Einbau wird der an der Steigrohrleitung hängende Maschinensatz (mit Rückschlagventil) mit Dreibock und Flaschenzug oder Seilrolle bis zur gewünschten Tiefe herabgelassen (unter den tiefsten Wasserstand) und

dann durch eine Tragschelle an der Brunnenoberkante abgefangen.

Unterwasserpumpen werden hauptsächlich für die Trink- und Gebrauchswasserförderung eingesetzt. Darüber hinaus werden in der Bauindustrie mit ihnen vornehmlich Grundwasserabsenkungen mittels Einzelbrunnen bei Tiefgründungen, Schleusen-, Kanal- und Brückenbauten, Tunnels für Untergrundbahnen usw. durchgeführt.

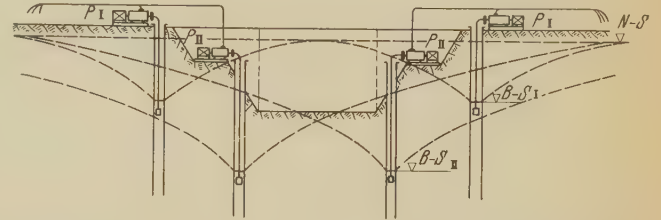


Abb. 2. Zweistaffelige Grundwasserabsenkung mit gewöhnlichen Kreiselpumpen. P I Pumpe für 1. Staffel; P II Pumpe für 2. Staffel; N-S normaler Wasserspiegel; B-S I abgesenkter Brunnenwasserspiegel der 1. Staffel; B-S II abgesenkter Brunnenwasserspiegel der 2. Staffel.

Außer dem früher besonders bei Schachtabteufungen viel verwendeten Gefrier-Verfahren, der Druckluftgründung und der nur bei kleinerer Gründungstiefe anwendbaren „offenen Wasserhaltung“ sind bei Grundwasserabsenkungen die ein- und mehrstufige Absenkung mit gewöhnlichen Kreiselpumpen und die einstufige mit Unterwasserpumpen üblich. In Abb. 2 ist schematisch eine

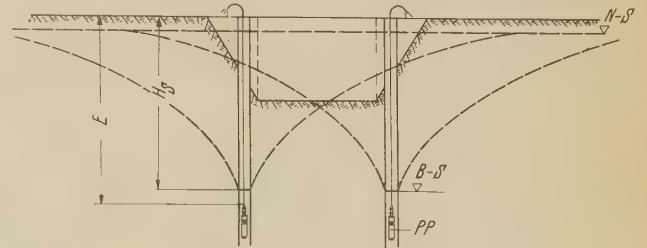


Abb. 3. Einstaffelige Grundwasserabsenkung mit Pleuger-Unterwasserpumpen. PP Pleuger-Unterwasserpumpe; N-S normaler Wasserspiegel; B-S abgesenkter Brunnenwasserspiegel.

mehrstufige Grundwasserabsenkung mit gewöhnlichen Kreiselpumpen dargestellt. Die Pumpenstaffel P I legt die Baugrube bis zur Tiefe T I trocken, so daß in dieser Tiefe die Pumpenstaffel P II aufgestellt werden kann, die dann bis zur Tiefe T II entwässert (der tatsächliche Verlauf der Absenkungskurven ist etwas anders). Da Unterwasserpumpen Wasser aus jeder Tiefe fördern, erübrigt

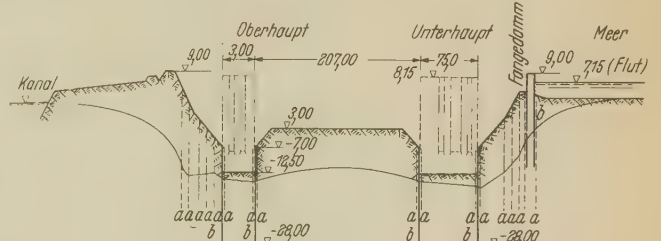


Abb. 4. Längsschnitt durch die Baugrube der Seeschleuse in Dünkirchen mit 290 m nutzbarer Länge von Tor zu Tor (gebaut 1930 bis 1933). a) Meßbrunnen; b) Larssen-Spundwände. Darstellung der Total-Grundwasser-Absenkungskurve.

sich auch bei größerer Gründungstiefe die Anwendung einer zweiten oder dritten Pumpenstaffel, weil nur die Bohrloch- und die Einbautiefe E der Unterwasserpumpen entsprechend gewählt zu werden braucht (Abb. 3 u. 4).

Ganz allgemein werden nezeitliche Tauchpumpensätze so gebaut, daß sie auch in sandige und schmutzige Gewässer eingebaut werden können, ohne daß z. B. die

Gefahr des Auslaufens der Lager besteht. Immerhin muß darauf hingewiesen werden, daß ein größerer Sandgehalt des Wassers auch bei geschützten und einwandfrei laufenden Lagern allmählich die Pumpen, und zwar besonders die mit hohen Geschwindigkeiten durchströmten Laufräder und Leitapparate, zerstört (Sanderosion). Der Konstrukteur muß deshalb immer versuchen, die Strömungsgeschwindigkeiten, u. U. auch die Maschinendrehzahl herabzusetzen und Werkstoffe hoher Brinellhärte zu verwenden, die zumeist auch eine größere Widerstandsfähigkeit gegen Sandschliff aufweisen.

Bei Trinkwasserförderungen sind Unterwasserpumpen auf 5 Jahre und darüber in Dauerbetrieb.

Die Kreiselpumpen sind im wesentlichen normaler Bauart. Wegen der Durchmesserbegrenzung ergeben sich größtenteils mehrstufige Pumpen mit hohen Drehzahlen. Je nach der gewünschten Gedrängtheit der Bauweise werden sie in radialer Bauform (größere Brunnenweiten bei geringen Fördermengen) oder halbaxialer (kleine Brunnenweiten bei größeren Fördermengen) hergestellt. Die halbaxiale Bauform verlangt doppelt gekrümmte Lauf- und Leitschaufeln. Auf die Ausbildung der Leitapparate muß große Sorgfalt verwendet werden, weil Schaufeln und Gehäuse durchweg in einem Stück gegossen werden. Kreiselpumpen mit Laufrädern mit rein axialen Schaufeln — Propellerpumpen genannt — kommen nur dann in Anwendung, wenn verhältnismäßig große Fördermengen auf niedrige Höhen zu bringen sind, z. B. für eine Wasserversorgung aus Flachbrunnen (Abb. 5). Der Elektromotor ist zumeist unterhalb der Pumpe angebracht, damit die Druckleitung geradlinig nach oben geführt werden kann. Nach der Bauart der Motoren unterscheidet man Tauchpumpensätze mit trockenem, ölgefülltem, halbnassem und nassem Motor.

Als trockener Motor arbeitet er im Luftraum und ist dabei wie jeder gewöhnliche Übertage-Motor ausgeführt. Diese Bauart verlangt einen Druckluftherzeuger, der zum Teil über Flur angeordnet, zum Teil aber auch in den Maschinensatz hineingebaut ist. Bei Versagen der Druckluftförderung (z. B. bei Stromausfall) muß der Motor unweigerlich ersaufen.

Die Tauchpumpensätze mit ölgefülltem Motor besitzen Transformatoröl als Füllung, das nicht mit Wasser emulgieren darf. Diese Bauart verlangt eine völlig dichtende Stopfbüchse, die jeweils den wärmetechnischen Volumenveränderungen nachgeben kann. Der Elektromotor ist mit einer wasserfesten Wicklung versehen, und zwar in der gleichen Weise wie die Tauchpumpensätze mit nassem Motor.

Beim halbnassen Elektromotor wird nur der (ruhende) Stator flüssigkeitsdicht gekapselt, dem Wasser aber freier Zutritt zum Kurzschlußläufer gewährt. Das wichtigste Bauelement ist dabei ein dünnwandiges Rohr, das in den Spalt zwischen Läufer und Stator einzuziehen und an seinen Enden flüssigkeitsdicht mit dem Motorgehäuse zu verbinden ist (Spaltrohrprinzip), oder eine die Statorwicklung aufnehmende Isolierhülle (Isolierhüllenprinzip).

Bei den Uta-Maschinensätzen (Hersteller: Garvenswerke, Wien) erfolgt das Abdichten der Ständerwicklung durch ein aus rostsicherem Material mit besonderen elek-

trischen Eigenschaften hergestelltes Spaltrohr. Das Läufergewicht wird durch ein im Motorunterteil befindliches Segment-Drucklager aufgenommen. Der Motor wird vor Inbetriebsetzung mit reinem Wasser gefüllt, das mit dem ebenfalls im Motorunterteil befindlichen Fettvorrat eine sich ständig erneuernde Emulsion bildet. Diese zirkuliert im Motor und dient sowohl als Schmiermittel für die Lagerstellen als auch als Kühlflüssigkeit (Tabelle 1) (Abb. 6).

Bei den Vogel-Tauchpumpensätzen (Hersteller: Ernst Vogel, Stockerau b. Wien) wird der Ständer- vom Läuferraum durch eine aus Spezialstahlringen mit Sonderdichtungen geschichtete Trennbüchse gegen das Eindringen des Wassers geschützt. Der Kurzschlußläufer rotiert im Wasser, das einen Teil der Motorwärme in ständigem Kreislauf über ein Kühlgehäuse an das äußere Brunnenwasser abgibt. Weitere Wasserkreisläufe dienen zur Schmierung der Gleitlager und zur Aufnahme des Läufergewichts und des auftretenden Axialschubs durch eine Entlastungseinrichtung. Diese besteht aus einer Entlastungsscheibe und einer am unteren Motorende im Kühlgehäuse befindlichen Entlastungspumpe, die während des Laufes den Druck zum Abheben der Entlastungsscheibe erzeugt. Die Motoren der Vogel-Tauchpumpensätze Bauart E (bis 3 PS) werden gewöhnlich nur für direkte Schaltung bei 380 V oder 220 V Netzspannung geliefert, die der Bauart S (ab 6 PS) für direkten oder Stern-dreieckanlauf bis 380 V Netzspannung.

Die vorgenannten drei Tauchpumpensatz-Bauarten sehen zusätzliche Einrichtungen vor, um das Wasser vom Innern, im besonderen von der Statorwicklung, des unter dem Wasserspiegel arbeitenden Motors fernzuhalten. Beim nassen Motor kann das Wasser ungehindert und ohne Störungen zu verursachen in den gesamten Motorraum eintreten. Dadurch wird eine gute Kühlung der wasserdicht isolierten Ständerwicklung und eine große Überlastungsfähigkeit des Motors erzielt. Der Motor wird vor Einbau bzw. Inbetriebnahme mit Reinwasser gefüllt. Neben einer einwandfreien Lagerung für Wasserschmierung muß dabei die Isolierung der Wickeldrähte des Motors hohen elektrischen, hydraulischen und mechanischen Anforderungen standhalten. Der Bau von betriebssicher laufenden Unterwasserpumpen mit „Naßlaufmotor“ wurde erst dadurch möglich, daß die Kabelindustrie hier-

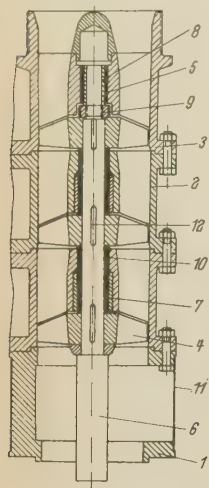


Abb. 5. Schnittbild einer Emu-Propellerpumpe Type KP.

1 Ansaugstück; 2 Leitgehäuse; 3 Druckstutzen; 4 Laufrad; 5 Buchse im Druckstutzen; 6 Pumpenwelle; 7 Lagerbüchse; 8 Endbüchse; 9 Wellenmutter; 10 Distanzbüchse; 11 Saugsieb; 12 Gleitfeder.

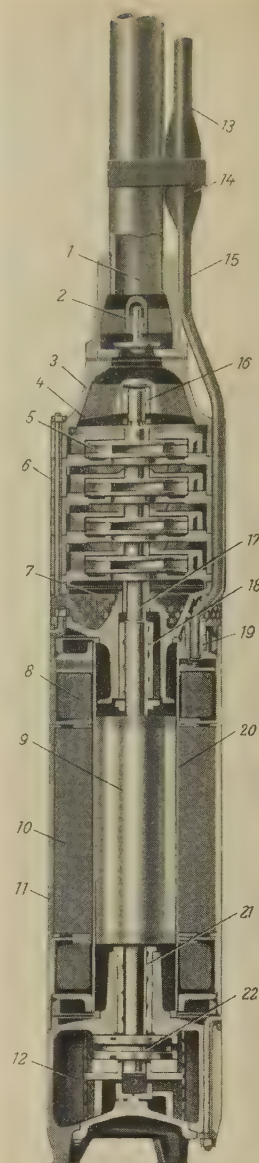


Abb. 6. Schnittbild einer Garvenswerke-Unterwasserpumpe Type DB + ALW, 135 mm größter Außendurchmesser (mit halbnassem Motor und Spaltrohr).

1 Druckleitung; 2 Rückschlagventil; 3 Druckstutzen; 4 Laufrad; 5 Leitgehäuse; 7 Saugsieb; 8 Statorwicklung; 9 Rotor; 10 Stator; 11 Statorgehäuse; 12 Unterer Lagertopf; 13 Spezialgummikabel; 14 Kabelverbinding; 15 Spezialgummikabel; 16 Pumpenlager; 17 Welle; 18 Oberes Motorlager; 19 Kabelstopfbüchse; 20 Spaltrohr; 21 Unteres Motorlager; 22 Spurlager.

WAAGNER BIRÓ AKTIENGESellschaft

WIEN GRAZ



Wehranlage mit 48 m langer Fischbauchklappe

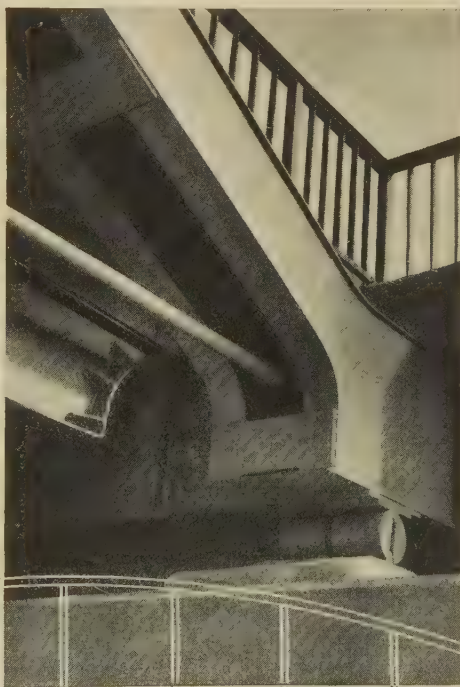
STAHL- WASSERBAU

ZENTRALE: Wien V, Margaretenstraße 70 / Österreich



BRÜCKEN

DEM LANDSCHAFTSBILD ANGEPAßT
LEICHT UND ZUVERLÄSSIG
FORMSCHÖN GESTALTET
BIS INS DETAIL



**SIEGENER AKT.-GES.
GEISWEID / WESTF.**

Stahl

ist der Werkstoff
unserer Zeit



Wir liefern:

Torstahl

„SIGMA“-Spannbetonstähle

Stab- und Formstähle

Spundwände und Rammpfähle



HÜTTENWERK · RHEINHAUSEN AKTIENGESELLSCHAFT

Tabelle 1. Übersicht über die Uta-Unterwasserpumpen (Normalausführung).

Kleinste Brunnenlichtweite mm	Uta- Maschinensatz Pumpe + Motor	Leistungen bei 50 Hz		Motorleistung (50 Hz) PS	Stufenzahl	Rohranschluß mm (Zoll)	Listen- nummer
		Förderströme Liter/min	manometr. Förderhöhen m				
150	DB + AL CB + AL	30—200	95—20	0,85—4	5—10	R 1 1/4"—2"	U 330
200	GB + JKK	70—450	155—11	5—16	2—10	50	U 350
230	SVK + JKK	250—700	140—15	7—20	2—6	80	U 410
250	SV + JKK						
200	GL + JKK	400—1400	110—11	5—24	1—5	R 3"—4"	U 360
300	TV + JKK	450—1800	140—10	9—24	1—4	100	U 470
300	TV + RKK			35—45			
300	TW + JKK	1000—4500	105—10	13—24	1—4	150	U 490
300	TW + RKK			35—45			

für brauchbare Wickeldrähte schuf. Durch die nach dem Kriege erhältlich gewordenen Isolier- bzw. Kunststoffe auf Polyäthylbasis (z. B. Lupolen) konnten Unterwassermotore nach den letzten Erkenntnissen im Elektromaschinenbau hergestellt werden, so daß diese sowohl in ihrer Charakteristik als auch in ihrer Betriebssicherheit den gewöhnlichen Übertagemotoren entsprechen.

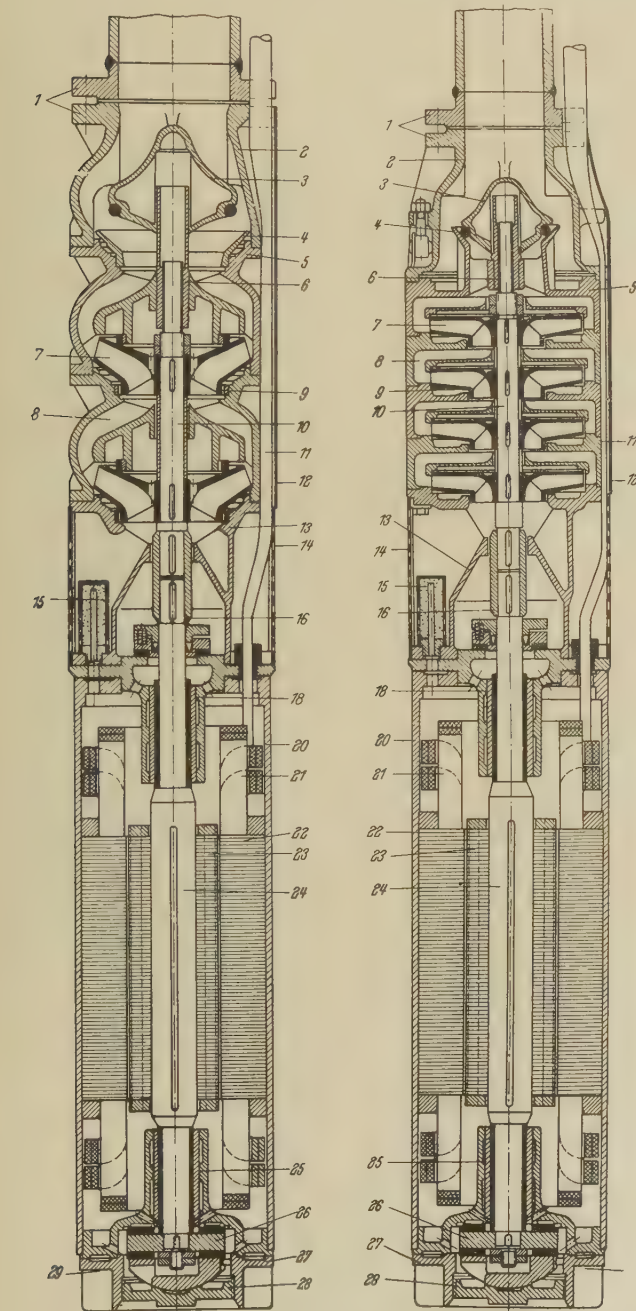


Abb. 7. Schnittbild der Hübner-Unterwasser-Elektropumpen. Links: halbaxiale Bauform; rechts: radiale Bauform. 1. Druckrohranschluß; 2. Ventilgehäuse; 3. Ventilkegel; 4. Ventilsitz; 5. Leitradgehäuse; 6. Pumpenendlager; 7. Laufrad; 8. Leitapparat; 9. Schleifränder; 10. Pumpenwelle; 11. Kabel; 12. Kabelabdeckblech; 13. Laterne; 14. Saugsieb; 15. Filter; 16. Wellenkupplung; 18. oberes Führungslager; 20. Motorgehäuse; 21. Statorwicklung; 22. Stator; 23. Rotor; 24. Motorwelle; 25. unteres Führungslager; 26. Spurlager; 27. Spurlagerdeckel; 28. Spurlagerverschraubung; 29. Ablassverschraubung.

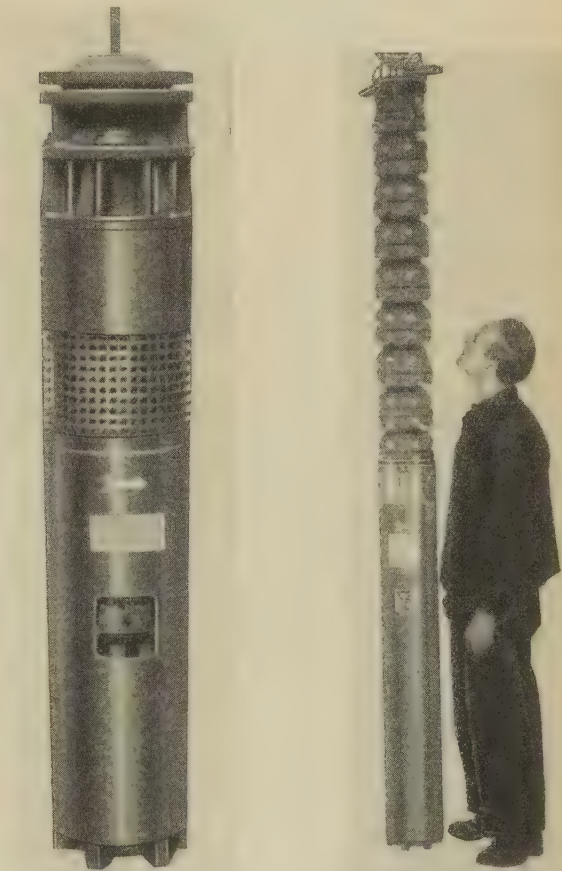


Abb. 8. Hübner-Unterwasserpumpe mit radialer Beschau felung (Typen R 18—R 27).

Abb. 9. Hübner-Unterwasserpumpe mit halbaxialer Beschau felung (Typen A 18—A 27).

Diese Kunststoffe besitzen folgende besondere Eigenschaften: Feuchtigkeitsgrad null, außerordentlich hohe elektrische Durchschlagsfestigkeit, Unempfindlichkeit gegen Säurebeimengungen und Alkalien im Brunnenwasser, keine Veränderungen des Isolationswiderstandes zwischen kalter und betriebswarmer Wicklung, keine Alterungserscheinungen. Sie lassen sich auch homogen im Kunststoffschweißverfahren verbinden.

Das Bauprinzip mit nassem Motor (Isolationsprinzip) kann als das einfachste und natürlichste Bauprinzip gelten.

Verkaufsmäßig steht dabei die Bauform mit halbaxialer Beschaufelung (für kleine Brunnenweiten und größere Fördermengen) an erster Stelle. Ihre Pumpenleistung, bezogen auf den Durchmesser, liegt dabei heute höher als die Ergiebigkeit der Brunnen.

Nach diesem Bauprinzip werden Tauchpumpensätze von verschiedenen Firmen hergestellt. Ihre Fertigungs-

Tabelle 2. Förderleistungen der Pleuger-Unterwasserpumpen.

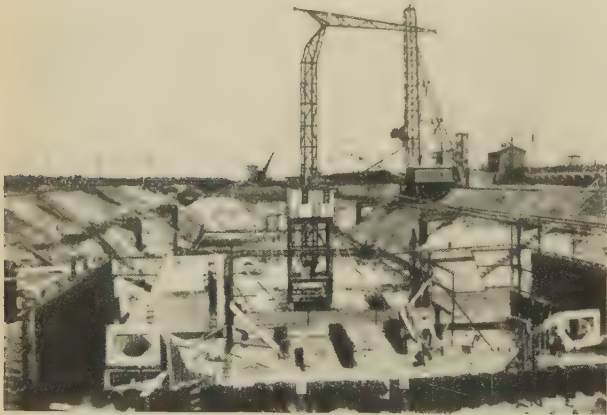
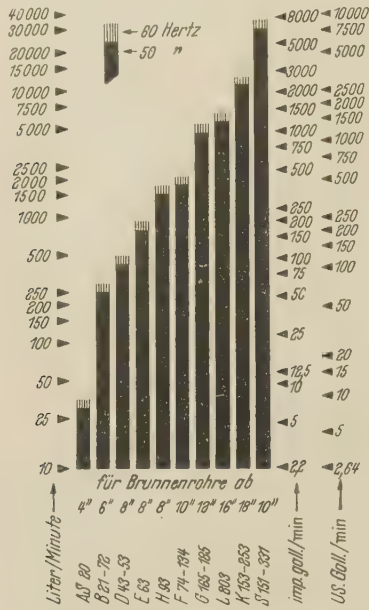


Abb. 10. Weserschleuse bei Dörverden — Grundwasserabsenkung im groben Schotter mittels Großbrunnen (Rohrdurchmesser 1500 mm, Filterdurchmesser 1000 mm). In jedem Brunnen arbeiteten zwei Pleuger-Unterwasserpumpen mit einer Leistung von je 40 l/sec. Die geforderte Wassermenge aller Brunnen betrug 1200 m³/h.



Abb. 11. Molenbau in Südfrankreich. Abspumpen der Molenköpfe mit Pleuger-Unterwasserpumpen.

programme umfassen meistens Tauchpumpensätze von 100 bis 450 mm ϕ und mehr. Den Forderungen der Elektrizitätswerke entsprechend erfolgt die Einschaltung des Motors entweder direkt (wasserdichtes Zuführungskabel 4adrig) oder über Stern dreieckschalter (wasserdichtes Zuführungskabel 7adrig). Die üblichen Frequenzen und Drehzahlen sind:

normal: 50 Hz Frequenz bei 2900 oder 1450 U/min,
oder auch (auf Wunsch): 60 Hz Frequenz bei 3480 oder 1740 U/min,
und 42 Hz Frequenz bei 2440 oder 1220 U/min.

Bereits 1932 entwickelte Hübner den ersten deutschen Unterwassermotor, mit ständig im Wasser liegenden Wicklungen, für volle Netzspannung. Ab 1934 belieferte die Firma Johannes Hübner, Berlin, mit diesen Motoren sämtliche deutsche Hersteller von Unterwasserpumpen, die den nassen Motor verwendeten. Später haben diese Hersteller eigene Motoren gebaut. Die Hübner-Unterwasser-Elektro-Pumpen werden normalerweise für Förderhöhen von 85 bis 230 m und Motorleistungen von 1,5 bis 200 PS gebaut. Die Läufer der Motoren werden bei kleinen Leistungen als Einfach-Käfigläufer, bei mittleren und größeren als Stromverdrängungs- bzw. kombi-



Abb. 12. Halberg-Unterwasserpumpe, dreistufig, Type A-HO 200×3 T 80, mit radialen Lauf-rädern zum Fördern von reinem Wasser (mit 80 PS-Voll-naßläufer-Drehstrommotor).

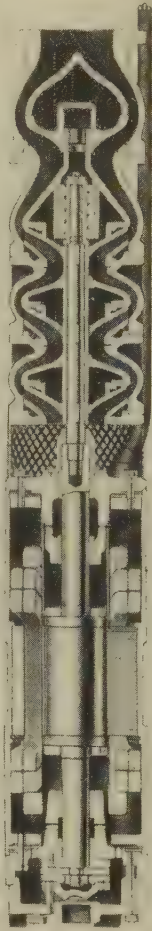


Abb. 13. Schnittbild einer Halberg-Unterwasserpumpe.

nierte Stromverdrängungs- und Mehrnut-Läufer ausgebildet. Sie haben ein hohes Anzugsmoment bei niedrigem Anlaufstrom und gestatten ein sanftes und gleichmäßiges Anfahren der Maschinensätze (Abb. 7—9).

Besonders für die Grundwasserabsenkung hat die Firma eine Unterwasserpumpe entwickelt, die bei einem Durchmesser von 230 mm eine Motorleistung von 9,2 kW hat. Sie leistet bei 23 m Förderhöhe im Mittel 1500 l/min. Da Unterwasserpumpen für diesen Zweck bei recht unterschiedlichen Förderverhältnissen Verwendung finden, ist

besonderer Wert darauf gelegt worden, einen möglichst „lang gestreckten Wirkungsgrad“ (d. i. ein guter Wirkungsgrad für einen weiten Bereich) zu erhalten. Darüber hinaus wurde die Kraftbedarfskennlinie möglichst flach gehalten (so daß der Motor auch bei geringer Förderhöhe durch die Pumpe nicht überlastet wird). Der Motor wird an der Welle durch eine Flächenstopfbüchse abgedichtet, um Sandeintritt bei vorübergehender Förderung sandhaltigen Wassers zu vermeiden. Der zwischen kalter und betriebswarmer Maschine entstehende Volumenausgleich erfolgt über ein Filter.

Bei den Pleuger-Unterwasserpumpen G.m.b.H., Hamburg-Wandsbek, die im Normal-Fertigungsprogramm für Brunnen ab 4" bis 18" hergestellt werden, besteht das Pumpengehäuse aus nahtlosem Stahlrohr oder aus hochwertigem Grauguß, das Motorgehäuse aus nahtlosem Stahl-

nur bei Pumpen mit geringer Stufenzahl werden starrgekuppelte Wellen verwendet. Zum Schutze des Motors gegen Versanden ist besonders bei größeren Bauarten eine doppelte Abdichtung mit Sandabweiser vorhanden. Das Motor-Spurlager ist aus einem Spezialkunststoff mit Graphitbeimengungen, hochbelastbar und in starkem Maße sandverschleißfest; dadurch erübrigen sich komplizierte hydraulische Entlastungsmaßnahmen (Abb. 10 u. 11).

Beim Wülfel-Tauchpumpensatz (Hersteller: Wülfel-Pumpen G. m. b. H., Hannover-Wülfel) werden die Eisenteile des Tauchmotors auch durch ein eigenes Verfahren gegen Korrosion geschützt (Tabelle 3).

Das Halberg-Unterwasserpumpen-Bauprogramm (Hersteller: Halberg Maschinenbau und Gießerei GmbH., Ludwigshafen/Rhein) umfaßt Pumpenaggregate, die für

Tabelle 3. Hauptmaße und Leistungsbereiche der Wülfel-Unterwasserpumpen (Normalausführung).

Pumpen-Type	UP 13	UP 19	UP 23	UP 27	UP 32 u. 36
Größter Außen-Ø mm	135	191	235	275	320 u. 360
Druckrohranschluß NW	30—40—50	50—65	70—80	100—125	150
Fördermenge Liter/min	25—300	100—700	350—1200	750—2500	1800—5000
manom. Gesamthöhe m	9—80	10—150	15—180	15—180	20—200
Motorleistung kW	1—3,5	1,5—15	3—22	7,5—55	15—100

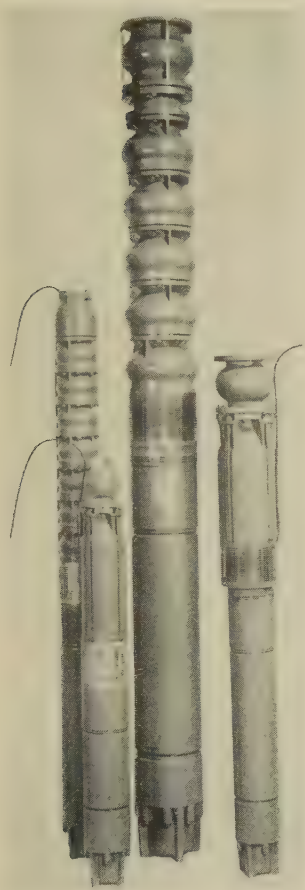


Abb. 14. KSB-Tauchpumpensätze.

rohr (wie auch bei anderen Fabriken) (Tabelle 2). Beide Gehäuse sind (mitsamt dem Statorpaket) mit einem eingebrannten, stoß- und kratzfesten emailleartigen Lack überzogen, der auf gesondertem Untergrund aufgetragen ist („Isocoro“-Schutzverfahren.) Die Lauf- und Leiträder bestehen aus hochwertiger, verschleißfester, zinkfreier Bronze (wie auch bei den meisten anderen Fabriken); bei kleineren Pumpen-Modellen werden auch biege- und bruchfeste Kunststoffräder verwendet, die wegen ihres geringen Gewichts sehr hohe Stufenzahlen zulassen. Die Wellen von Motor und Pumpe sind jede für sich gelagert und durch Steckkupp- lungen miteinander verbunden;

Filterlichtweiten von 150, 200, 250, 350, 400 mm und mehr geeignet sind (derzeitige Motorhöchstleistung 750 PS, größte zulässige Betriebsspannung 500 V). Der Läufer ist verdichtet. Die Laufräder werden in jedem Falle aus Bronze GBz 10 mit auswechselbaren Dichtungsringen aus Bronze GBz 14 hergestellt. Zur Aufnahme gegebenenfalls auftretenden Schubes infolge Abnutzung der Dichtungs- ringe und zur Aufnahme des Läufergewichts ist im unteren Teil des Motorgehäuses ein ballig gelagertes Spurlager untergebracht (Abb. 12 u. 13).

Von den KSB-Tauchpumpensätzen (Hersteller: Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal/Pfalz) haben die Pumpen- typen UND, UNH und UNN radiale und BHD, BNH und BNN halbaxiale Laufräder (Tabelle 4). Bei ersteren ist die Welle (aus hochwertigem Stahl wie bei anderen Fabri- katen) auf ihre ganze Länge mit Schutzhülsen aus nicht- rostenden Werkstoffen überzogen, bei letzteren wird sie

Tabelle 4. Leistungsübersicht der KSB-U-Pumpen (Normalausführung).

Pumpen- type	Größter Außen- durchmesser mm	Verwendbar für Bohrbrunnen ab		Förder- mengen m³/h	Förder- höhen m WS
		Zoll	mm		
UND	136	6	150	2—15	150—70
BND	136	6	150	10—50	85—30
UNH	192	8	200	8—40	150—70
BNH	192	8	200	25—150	150—30
UNN	228	10	250	15—75	150—80
BNN	242	10	250	60—300	125—40
Motor- type	Größter Außen- durchmesser mm	Verwendbar für Bohrbrunnen ab		Drehzahl U/min	Nenn- leistung PS
		Zoll	mm		
DA	136	6	150	2850—2900	1,5—10,2
HA	175	6	200	2900—2915	15—30
NA	212	10	250	2910—2950	41—60

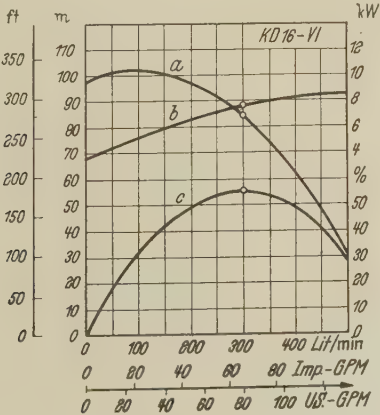


Abb. 15. Diagramm einer Emu-Unterwasserpumpe Type KD 16/V1 mit Motor US 280.

in jeder Pumpenstufe in Gummilagern geführt. Das Motorspurlage ist als Segmentklotzlager ausgebildet (Abb. 14).

Die Emu-Unterwasserpumpen (Hersteller: Emu-Unterwasserpumpen GmbH., Hof/Saale) werden für alle üblichen Fördermengen und Förderhöhen von rd. 30 bis 25 000 l/min gebaut. Für die Förderhöhe gilt im allgemeinen 150, in Sonderfällen auch rd. 200 m als die obere Grenze.

In Abb. 15 sind im Diagramm die wichtigsten Kennlinien für eine Emu-Pumpe mittlerer Leistung dargestellt. Es handelt sich dabei um die sechsstufige Pumpentype KD 16 mit der Motortype US 280 für 10 PS. Kurve *a* zeigt den Verlauf der Linie für die Fördermenge in Abhängigkeit von der Förderhöhe, Kurve *b* die Leistungsaufnahme des Motors in kW und Kurve *c* den Gesamtwirkungsgrad der Maschine (also Pumpe und Motor zusammen).

Die Emu-Schmutzwasserpumpe Type KS ist eine Sonderbauart, bei welcher der Motor über der Pumpe angeordnet ist. Die Pumpe ist eine einstufige Kreiselpumpe mit großen Durchflußquerschnitten für Schmutzwasserförderung; sie gestattet ein nahezu vollständiges Abpumpen einer Baugrube bis zur Sohle. Die Pumpe hat zwei Druckrohranschlüsse, an die ein Hosenrohr angeschlossen ist. Dieses endet in einem Flansch von 80 mm l. W., mit dem die Druckrohrleitung oder der Druckschlauch verbunden wird. Der Motor kann über und unter dem Wasserspiegel arbeiten. Zur Lagerschmierung und zur Ableitung der Betriebswärme wird er mit Öl gefüllt, das innerhalb des Motors zwangsläufig umgewälzt wird. Die Motorleistung beträgt 5 PS, die Fördermenge rd. 6 bis 60 m³/h bei einer Förderhöhe von rd. 20 bis 10 m (Abb. 16).



Abb. 16. Emu-Schmutzwasserpumpe Type KS.

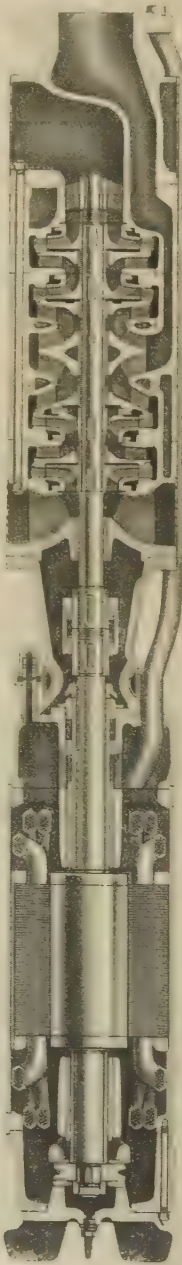


Abb. 17. Schnittbild der Ritz-Tauchmotorpumpe Bauart 61 (DBP) (mit doppeltem Wassereintritt).



Abb. 18. Ritz-Tauchmotorpumpe Bauart 61 (DBP) (mit doppeltem Wassereintritt).



Abb. 19. Selbstansaugevorrichtung für Ritz-Unterwasserpumpen.

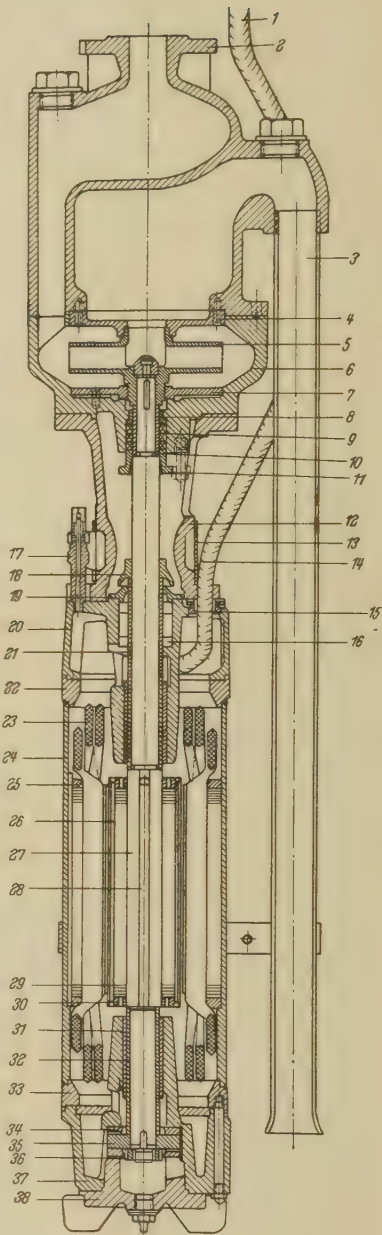


Abb. 20. Schnittbild der Ritz-Tauchmotor-Schlammpumpe Bauart 69 (DBP). 1 Kabel; 2 Einlaufstück; 3 Gasrohr; 4 Schleißwand, oben; 5 Lauf- rad; 6 Pumpengehäuse; 7 Schleiß- wand, unten; 8 Bundbüchse; 9 Stopf- büchsenpackung; 10 Schutzhülse; 11 Stopfbüchse; 12 Verbindungs- laterne; 13 Schutzblech; 14 Gummi- schlauch; 15 Kabelstopfbüchse; 16 Sim- merring; 17 Volumenausgleicher; 18 Schleuderring; 19 Deckel für Wellen- durchführung; 20 obere Gehäuse- kappe; 21 Schutzhülse; 22 Anschweiß- ring; 23 Wicklung; 24 Mantelrohr; 25 Haltering; 26 Rotorstäbe; 27 Welle; 28 Paßfeder; 29 Rotorbleche; 30 Rotor- ring; 31 Lagerbüchse; 32 Schutzhülse; 33 Anschweißring; 34 Spur- lagerring; 35 Spurscheibe; 36 Wel- lenmutter; 37 untere Gehäusekappe; 38 Gehäuseboden.

Tabelle 5. Leistungsübersicht der Ritz-Tauchpumpen Baureihe 61 (Normalausführung).

Type	6103	6104	6106	6108	6110	6112	6115	6120
Drehzahl	2800	2800	2800	2800	2850	2850	2900	2900
Rohranschluß mm	32	40	65	80	100	125	150	200
Größter Gehäuse- durchmesser mm	140	185	185	205	256	276	334	430
Fördermenge Liter/Min.	100—180	100—180	150—650	500—1100	800—1700	2200—1800	2500—4500	4000—10000

Type	6108	6110	6112	6115	6120	6125	6130
Drehzahl	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450
Rohranschluß mm	80	100	125	150	200	250	300
Größter Gehäuse- durchmesser mm	205	256	276	334	430	490	590
Fördermenge Liter/Min.	200—550	400—850	600—1400	1250—2200	2000—5000	3500—8000	7500—14000

Bei der Ritz-Tauchmotor-Pumpenreihe 61 (Hersteller: Gebr. Ritz & Schweizer, Schwäbisch-Gmünd) strömt das Wasser oben und unten in die Pumpe ein (Doppelstromprinzip). Durch diese Unterteilung des Wasserstroms wird nicht nur die Geschwindigkeit des zuströmenden Wassers verringert (und dadurch der Sog, der in engen Bohrlöchern gern zum Mitreißen von Sand führt, vermindert sowie das Filter geschont), sondern auch der Maschinensatzdurchmesser herabgesetzt (und damit die Möglichkeit gegeben, auch aus verhältnismäßig engen Brunnen möglichst viel Wasser herauszuholen). Außerdem wird ein vollständiger Schubausgleich erreicht; dadurch können besondere Entlastungsorgane fortfallen (Tabelle 5) (Abb. 17 u. 18).

Mit besonderem Saugmantel ausgestattete Ritz-Tauchmotorpumpen werden bei Brunnen verwendet, deren Wasserspiegel sich stark absenkt (Abb. 19). Der Saugmantel ermöglicht ein Absaugen des Wasserspiegels bis fast auf den Grund. Nach gestiegenem Wasserspiegel saugt die Pumpe bei Wiederinbetriebnahme völlig sicher von selbst an, und zwar auch dann, wenn bei restlosem Absenken Luft angesaugt worden ist.

Die Ritz-Tauchmotor-Schlammumpenreihe 69 (DBP) ist eine Sonderbaureihe und dient zum Fördern stark verunreinigten Wassers aus Baugruben, Brunnen- und Sickerschächten, Kanälen usw. Die Pumpe hat ein Kanalrad und arbeitet selbstansaugend. Der Motor ist der gleiche wie bei der Baureihe 61; er ist gegen Eindringen von Schmutz besonders gut geschützt; er arbeitet mit Volumen- ausgleicher und Umlaufkühlung (Tabelle 6) (Abb. 20 u. 21). Der Maschinensatz wird zweckmäßig an einer Rohrschelle mittels Seil oder Kette aufgehängt.

Um ein Trockenlaufen von Unterwasserpumpen oder ein Mitreißen von Luft infolge zu tief gesunkenen Wasserspiegels zu verhindern, werden sog. Wasserstandswächter in Brunnen eingebaut. Sie melden ein zu starkes Absinken des Wasserspiegels durch ein optisches oder akustisches Signal; sie werden auch benutzt, um über ein Relais den Pumpenmotor aus- und gegebenenfalls auch wieder einzuschalten.

Tabelle 6. Leistungsübersicht der Ritz-Tauchmotor-Schlammumpen Baureihe 69 (DBP).

Pumpentype	6903		6904				6906				
Größter Ø	255		325				425				
Anschlußweite	32 mm		40 mm				40 mm				
Motorleistung kW	1,5	2,6	2,6	4	5,5	7,5	7,5	9,2	11	15	18,5
Gesamthöhe mm	1180	1286	1340	1420	1530	1600	1630	1670	1710	1780	1810
Gewicht kg	100	120	136	148	164	172	245	250	255	270	285
Fördermenge Liter/min	Förderhöhe Meter Flüssigkeitssäule										
50	16	21									
100	15	19	18	21	28	33	35				
150	14	18	17	20	27	32	34				
200	12	16	16	19	26	30	33				
300	6	11	13	18	25	28	32				
400			—	—	23	26	30	23	30	34	41
500								22	29	33	39
750								20	26	30	36
1000								17	23	27	33
1250								12	18	23	29
1500								—	—	15	22

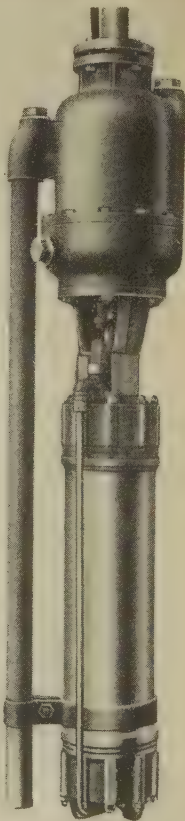


Abb. 21. Ritz-Tauchmotor-Schlammpumpe Bauart 69 (DBP).

Ein erweitertes Lastaufteilungsverfahren zur vereinfachten Plattenberechnung.

Von Dr.-Ing. Hubert Beck.

Aus den Arbeiten des Lehrstuhls für Massivbau, Prof. Dr.-Ing. A. Mehmel, TH. Darmstadt¹.

Die Notwendigkeit der statischen Berechnung von Rechteckplatten nimmt im modernen Ingenieurbau mehr und mehr zu. Für die gebräuchlichsten Lagerungsfälle von Einfeldplatten liegen in ausreichendem Umfang bei konstanter Flächenlast Tabellen vor. Diese liefern die für eine Bemessung notwendigen maximalen Schnittgrößen ohne die Durchführung einer aufwendigen Rechnung. Sie beruhen bekanntlich auf dem von Graßhoff stammenden Gedanken der Lastaufteilung in zwei zueinander senkrechten Richtungen. Zur Bestimmung der Lastaufteilung wird danach angenommen:

a) Die Platte ($D \cdot \Delta w = p$) ist durch zwei Scharen nicht drillungssteif verbundener, zueinander senkrechter Streifen [Kreuzrost: $E I (\partial^4 w / \partial x^4 + \partial^4 w / \partial y^4) = p$] ersetzt.

b) Die Lastaufteilung ist von den Koordinaten unabhängig ($p = p_x + p_y$; $p = \text{const}$; $p_x = \text{const}$; $p_y = \text{const}$).

c) Die Durchbiegung stimme an dem Kreuzungspunkt je eines speziellen x - und y -Streifens überein (im allgemeinen Streifen an der Stelle größter Durchbiegung, d. h. bei Symmetrie Mittelstreifen).

Damit ist es möglich, die Lastaufteilung eindeutig durch eine algebraische Gleichung zu bestimmen.

Auf Grund der Graßhoffschen Annahmen wird also die nicht drillungssteife Platte angenähert berechnet. Der Einfluß der Drillungssteifigkeit wird nach Marcus durch einen Abminderungsfaktor nachträglich berücksichtigt.

Bekanntlich liefert dies einfache Verfahren gute Ergebnisse und das ihm zugrundeliegende mechanische Gedankenmodell hat damit seine Berechtigung erwiesen. Im folgenden soll eine Erweiterung gezeigt werden, die es ermöglicht, auch kompliziertere Lagerungs- und Belastungsfälle dem Lastaufteilungsverfahren zugänglich zu machen.

1. Grundgedanken.

Zur Erläuterung wählen wir die dreiseitig gelenkig gelagerte Platte unter konstanter Last (Abb. 1). Das Graßhoffsche Verfahren ist hier nicht durchführbar, da der herausgeschnittene x -Streifen keine ausreichende Auflagerung hat. Die an dem x -Streifen angreifende Last muß also so gestaltet sein, daß sie gemeinsam mit der nur einseitig vorhandenen Auflagerkraft einen Gleichgewichtszustand bildet. Der x -Streifen stellt ein Tragglied dar, das einseitig fest und im übrigen kontinuierlich auf den y -Streifen elastisch gelagert ist. Die Ermittlung der Größe dieser elastischen Lagerung erfordert eine Verformungs-

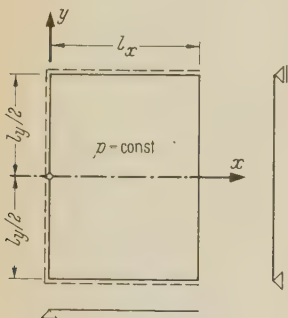


Abb. 1.

rechnung über den ganzen x -Streifen. Wir behandeln das Problem für eine von y unabhängige gegebene Last $p(x)$ und adaptieren die in der Einleitung genannten Annahmen a)–c) auf unser Problem:

a') wie a).

b') Die Lastaufteilung ist von der Ordinate y unabhängig [$p(x) = p_x(x) + p_y(x)$].

c') Die Durchbiegung stimme entlang der ganzen Linie $y=0$ (x -Achse) überein.

Damit ist es möglich, die gesuchte Lastaufteilung durch eine gewöhnliche Differentialgleichung zu bestimmen.

Der Einfluß der Drillungssteifigkeit ist für eine dreiseitig gelagerte Platte sicher geringer als bei allseitiger Lagerung. Diese Frage wird in der vorliegenden Untersuchung nicht behandelt.

2. Differentialgleichung.

Eine Rechteckplatte $l_x \cdot l_y$ sei an den Rändern $\pm l_y/2$ irgendwie, aber gleich gelagert (Symmetrie zur x -Achse, Abb. 2). Die Wahl der Darstellung in Abb. 2 ist für die

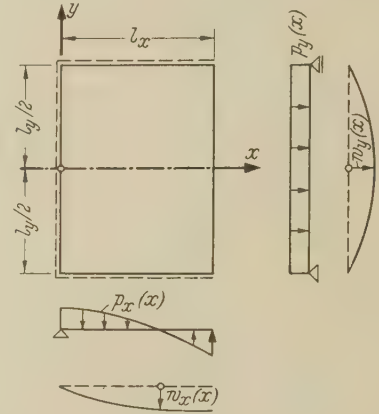


Abb. 2.

folgende Herleitung ohne Bedeutung. Wir bezeichnen die Durchbiegung des x -Streifens mit $w_x(x)$ und die Mittendurchbiegung der y -Streifen mit $w_y(x)$. Das Gleichgewicht fordert

$$p(x) = p_x(x) + p_y(x). \quad (1)$$

Die Durchbiegung $w_x(x)$ des x -Streifens genügt der Balkendifferentialgleichung

$$E I w_x''''(x) = p_x(x). \quad (2)$$

Die Mittendurchbiegung der y -Streifen ist

$$E I w_y(x) = l_x^4 / 4 \lambda^4 \cdot p_y(x). \quad (3)$$

Der dimensionslose Faktor λ hängt nur von den Lagerungsbedingungen an den Rändern $y = \pm l_y/2$ ab. Die Einführung des Faktors in der Form $l_x^4 / 4 \lambda^4$ ist rechnerisch zweckmäßig. Mit Gl. (1) folgt aus Gl. (3)

$$E I w_y(x) = l_x^4 / 4 \lambda^4 \cdot [p(x) - p_x(x)]. \quad (3')$$

Die viermalige Differentiation von Gl. (3') liefert

$$E I w_y''''(x) = l_x^4 / 4 \lambda^4 \cdot [p''''(x) - p_x''''(x)]. \quad (3'')$$

Die Forderung (c') lautet

$$w_x(x) \equiv w_y(x)$$

und damit auch

$$E I w_x''''(x) \equiv E I w_y''''(x),$$

d. h. auch die rechten Seiten der Gl. (2) und (3'') sind identisch, und wir erhalten die Differentialgleichung

$$p_x''''(x) + 4 \lambda^4 / l_x^4 \cdot p_x(x) = p''''(x). \quad (4)$$

In fast allen praktisch interessierenden Fällen wird der 4. Differentialquotient der gegebenen Last verschwinden, so daß dann die Differentialgleichung homogen wird:

$$p_x''''(x) + 4 \lambda^4 / l_x^4 \cdot p_x(x) = 0. \quad (5)$$

Sie hat mit $\xi = \lambda \cdot x / l_x$ die allgemeine Lösung

$$p_x(x) = p_0 [A_1 \cos \xi + A_2 \sin \xi + A_3 \cosh \xi + A_4 \sinh \xi]. \quad (6)$$

¹ Die Herren Dipl.-Ing. Schulz-Du Bois und Dipl.-Ing. Mittelman haben in ihren Diplomarbeiten die nachstehend aufgezeigte Methode angewendet.

Ist $p'''(x) \neq 0$, so tritt ein Partikularintegral hinzu, wodurch die Rechnung nicht erschwert wird. Die Konstanten A_k bestimmen sich aus den Randbedingungen des x -Streifens. In obiger Schreibweise sind sie dimensionslos; p_0 ist ein Bezugswert.

Der Momentenverlauf über den x -Streifen ist gegeben durch

$$M_x(x, y = 0) = -EI w_x''(x).$$

Wegen der Gleichheit von w_x und w_y folgt nach Gl. (3')

$$M_x(x, y = 0) = -l_x^4/4 \lambda^4 \cdot [p''(x) - p_x''(x)].$$

Verschwundet außer der vierten auch die zweite Ableitung der gegebenen Last, so folgt aus Gl. (6)

$$M_x(x, y = 0) = -\frac{p_0 l_x^2}{2 \lambda^2} [A_1 \mathfrak{C} \sin \xi \sin \xi - A_2 \mathfrak{C} \sin \xi \cos \xi + A_3 \mathfrak{O} \xi \sin \xi - A_4 \mathfrak{O} \xi \cos \xi]. \quad (7a)$$

Ferner ist

$$M_y(x, y = 0) - p_y(x) \cdot l_y^2/\alpha = [p(x) - p_x(x)] l_y^2/\alpha, \quad (7b)$$

wobei der Wert α von den Randbedingungen in y -Richtung abhängt.

Die Darstellungsform von $p_x(x)$ und $M_x(x)$ nach Gl. (6) und (7a) mittels Hyperbelfunktionen ist für die Herleitung der Konstanten bequem, nicht aber für die numerische Behandlung geeignet. Es treten dabei nämlich Differenzen großer, fast gleicher Zahlen auf, so daß eine Berechnung mit dem Rechenschieber nicht mehr möglich ist. Dies geht jedoch, wenn wir die Lösung in Form von Abklingfunktionen anschreiben:

$$p_x(x) = p_0 [e^{-\xi} (B_1 \cos \xi + B_2 \sin \xi) + e^{-(\lambda-\xi)} (B_3 \cos \xi + B_4 \sin \xi)],$$

$$\left. \begin{aligned} \text{mit } 2B_1 &= A_1 - A_3, \\ 2B_2 &= A_2 - A_4, \\ 2B_3 &= e^\lambda (A_1 + A_3), \\ 2B_4 &= e^\lambda (A_2 + A_4). \end{aligned} \right\} \quad (6')$$

Das Moment lautet in dieser Form

$$M_x(x, y = 0) = -\frac{p_0 l_x^2}{2 \lambda^2} \cdot [e^{-\xi} (B_2 \cos \xi - B_1 \sin \xi) + e^{-(\lambda-\xi)} (B_3 \sin \xi - B_4 \cos \xi)]. \quad (7a')$$

Für einige spezielle Fälle sind im folgenden Abschnitt die Koeffizienten λ und B_k explizite angeschrieben.

3. Einige spezielle Lagerungs- und Belastungsfälle.

Die Behandlung der Lagerungsbedingungen der y - und der x -Ränder kann unabhängig voneinander erfolgen. Die Ränder $y = \pm l_y/2$ bestimmen den Faktor λ . Die Ränder $x = 0$ und $x = l_x$ sowie die Belastung legen die Koeffizienten A_k bzw. B_k fest.

3.1 Die Lagerung der Ränder $y = \pm l_y/2$.

3.11 gelenkige Lagerung

$$EI w_y(x) = 5/384 \cdot p_y(x) \cdot l_y^4,$$

nach Gl. (3) also

$$\lambda = \sqrt[4]{\frac{96}{5}} \cdot \frac{l_x}{l_y} = 2,093 l_x/l_y. \quad (8)$$

Der in Gl. (7b) benötigte Faktor α ist 8.

3.12 feste Einspannung

$$EI w_y(x) = 1/384 \cdot p_y(x) \cdot l_y^4,$$

also

$$\lambda = \sqrt[4]{96} l_x/l_y = 3,130 l_x/l_y. \quad (9)$$

Der in Gl. (7b) benötigte Faktor α ist 24.

3.2 Die Lagerung der Ränder $x = 0$ und $x = l_x$.

3.21 $p = \text{const} = p_0$.

3.211 $x = 0$: gelenkig; $x = l_x$: frei.

Die Randbedingungen des x -Streifens lauten

$$w_x(x = 0) = 0, \quad w_x''(x = 0) = 0 \quad (i. e. M = 0),$$

$$w_x''(x = l_x) = 0 \quad (i. e. M = 0), \quad w_x'''(x = l_x) = 0 \quad (i. e. Q = 0).$$

Infolge der Identität von w_x und w_y gelten diese Gleichungen auch für w_y nach Gl. (3) dann auch für p_y und damit nach Gl. (1) für $(p_0 - p_x)$:

$$p_x(x = 0) = p_0, \quad p_x''(x = 0) = 0, \quad p_x''(x = l_x) = 0, \quad p_x'''(x = l_x) = 0.$$

Aus den obigen Bedingungen folgen nach Gl. (6) die Bestimmungsgleichungen der Konstanten A_k . Da wir die Differentialquotienten von $p_x(x)$ noch verschiedentlich benötigen, schreiben wir sie an dieser Stelle ausführlich an.

$$\left. \begin{aligned} p_x/p_0 &= A_1 \mathfrak{O} \xi \cos \xi + A_2 \mathfrak{O} \xi \sin \xi + A_3 \mathfrak{C} \sin \xi \cos \xi + A_4 \mathfrak{C} \sin \xi \sin \xi, \\ p_x'/p_0 \cdot l_x/\lambda &= A_1 (\mathfrak{C} \sin \xi \cos \xi - \mathfrak{O} \xi \sin \xi) + A_2 (\mathfrak{C} \sin \xi \sin \xi + \mathfrak{O} \xi \cos \xi) + A_3 (\mathfrak{O} \xi \cos \xi - \mathfrak{C} \sin \xi \sin \xi) + A_4 (\mathfrak{O} \xi \sin \xi + \mathfrak{C} \sin \xi \cos \xi), \\ -\frac{1}{2} \frac{p_x''}{p_0} \left(\frac{l_x}{\lambda} \right)^2 &= A_1 \mathfrak{C} \sin \xi \sin \xi - A_2 \mathfrak{C} \sin \xi \cos \xi + A_3 \mathfrak{O} \xi \sin \xi - A_4 \mathfrak{O} \xi \cos \xi, \\ -\frac{1}{2} \frac{p_x'''}{p_0} \left(\frac{l_x}{\lambda} \right)^3 &= A_1 (\mathfrak{O} \xi \sin \xi + \mathfrak{C} \sin \xi \cos \xi) - A_2 (\mathfrak{O} \xi \cos \xi - \mathfrak{C} \sin \xi \sin \xi) + A_3 (\mathfrak{C} \sin \xi \sin \xi + \mathfrak{O} \xi \cos \xi) - A_4 (\mathfrak{C} \sin \xi \cos \xi - \mathfrak{O} \xi \sin \xi). \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Damit folgen für den vorliegenden Lagerungsfall die Bestimmungsgleichungen der Konstanten zu

$$A_1 = 1,$$

$$A_4 = 0,$$

$$A_2 \mathfrak{C} \sin \lambda \cos \lambda - A_3 \mathfrak{O} \lambda \sin \lambda = \mathfrak{C} \sin \lambda \sin \lambda,$$

$$A_2 (\mathfrak{O} \lambda \cos \lambda - \mathfrak{C} \sin \lambda \sin \lambda) - A_3 (\mathfrak{C} \sin \lambda \sin \lambda + \mathfrak{O} \lambda \cos \lambda) = \mathfrak{O} \lambda \sin \lambda + \mathfrak{C} \sin \lambda \cos \lambda$$

und die Konstanten zu

$$A_1 = 1, \quad A_4 = 0,$$

$$N = \mathfrak{C} \sin 2\lambda - \sin 2\lambda,$$

$$N \cdot A_2 = -2 \sin^2 \lambda, \quad N \cdot A_3 = -2 \mathfrak{C} \sin^2 \lambda.$$

Nach Gl. (6') folgen aus Gl. (11) die Konstanten B_k :

$$\left. \begin{aligned} N &= 1 - 2 e^{-2\lambda} \sin 2\lambda - e^{-4\lambda}, \\ N \cdot B_1 &= 1 - e^{-2\lambda} (1 + \sin 2\lambda), \\ B_2 &= e^{-\lambda} B_4, \\ N \cdot B_3 &= e^{-\lambda} (1 - \sin 2\lambda - e^{-2\lambda}), \\ N \cdot B_4 &= -2 e^{-\lambda} \sin^2 \lambda. \end{aligned} \right\} \quad (11')$$

3.212 $x = 0$: fest eingespannt; $x = l_x$: frei.

Nach der ausführlichen Herleitung des letzten Abschnittes sind hier nur die Konstanten B_k angegeben:

$$\left. \begin{aligned} N &= 1 + 2 e^{-2\lambda} (1 + 2 \cos^2 \lambda) + e^{-4\lambda}, \\ N \cdot B_1 &= 1 + e^{-2\lambda} (1 + 2 \cos^2 \lambda + \sin 2\lambda), \\ N \cdot B_2 &= 1 + e^{-2\lambda} (1 - 2 \cos^2 \lambda + \sin 2\lambda), \\ N \cdot B_3 &= e^{-\lambda} (1 + 2 \cos^2 \lambda - \sin 2\lambda + e^{-2\lambda}), \\ N \cdot B_4 &= -e^{-\lambda} (1 - 2 \cos^2 \lambda - \sin 2\lambda + e^{-2\lambda}). \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

3.22 $p = \text{lineare Funktion von } x$.

Wir schreiben p in der Form

$$p(x) = p_0(1 + a \cdot x/l_x). \quad (13)$$

Der konstante Anteil ist in Abschnitt 3.21 behandelt. In diesem Abschnitt wird daher nur die Last

$$p(x) = a p_0 \cdot x/l_x \quad (14)$$

untersucht. Es gilt für diese Last wie für die Last $p = \text{const}$ die homogene Differentialgleichung (5) und damit deren Lösung Gl. (6). Da die zweite Ableitung von

$p(x)$ verschwindet, bleibt auch die Gültigkeit von Gl. (7) erhalten. Der Unterschied der Lösung für eine in x linear veränderliche zu einer konstanten Flächenlast liegt daher nur in den Konstanten A_k bzw. B_k . Diese werden im folgenden ermittelt.

3.221 $x = 0$: gelenkig; $x = l_x$: frei.

Die Randbedingungen lauten für $w_x(x)$ genau wie in Abschnitt 3.211. Sie gelten somit auch für

$$p_y(x) = p(x) - p_x(x) = a p_0 [x/l_x - p_x(x)/a p_0] .$$

Es ergibt sich also

$$p_x(x=0) = 0, \quad p_x''(x=0) = 0, \quad p_x''(x=l_x) = 0, \quad p_x'''(x=l_x) = 0.$$

Hieraus folgt zunächst

$$A_1 = 0, \quad A_4 = 0.$$

Die Gleichungsdeterminante der Bestimmungsgleichungen für A_2 und A_3 ist $\neq 0$, so daß eindeutig

$$A_2 = 0, \quad A_3 = 0$$

ist, d. h.

$$p_x(x) \equiv 0; \quad p_y(x) = p(x) = a p_0 \cdot x/l_x. \quad (15)$$

Dies Ergebnis bedeutet mechanisch, daß bei einer in x -Richtung dreiecksförmig belasteten Platte, deren Rand $x = 0$ gelenkig gelagert und deren Rand $x = l_x$ frei ist (Abb. 3a), die Last nur in y -Richtung abgetragen wird. Man kann dies Ergebnis auch so formulieren, daß bei einer

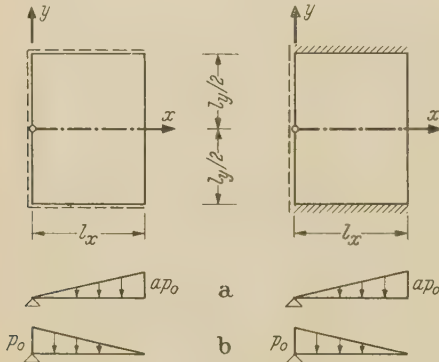


Abb. 3.

gemäß Abb. 3 b angreifenden Last der gleiche Betrag in x -Richtung abgetragen wird wie bei einer konstanten Last p_0 .

3.222 $x = 0$: fest eingespannt; $x = l_x$: frei.

Die Konstanten B_k lauten

$$\left. \begin{aligned} N &= 1 + 2 e^{-2\lambda} (1 + 2 \cos^2 \lambda) + e^{-4\lambda}, \\ B_1 &= -e^{-\lambda} B_3, \\ N \cdot B_2 &= \frac{a}{\lambda} [1 + e^{-2\lambda} (1 - \sin 2\lambda)], \\ N \cdot B_3 &= \frac{a}{\lambda} e^{-\lambda} 2 \cos^2 \lambda, \\ N \cdot B_4 &= \frac{a}{\lambda} e^{-\lambda} (1 + \sin 2\lambda + e^{-2\lambda}). \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

3.223 $x = 0$: fest eingespannt; $x = l_x$: gelenkig gelagert.

Die Konstanten B_k lauten

$$\left. \begin{aligned} N &= 1 - 2 e^{-2\lambda} \sin 2\lambda - e^{-4\lambda}, \\ B_1 &= -e^{-\lambda} B_3, \\ N \cdot B_2 &= -e^{-\lambda} a (2 \cos \lambda + \sin \lambda + e^{-2\lambda} \sin \lambda) + \\ &\quad + \frac{a}{\lambda} [1 + e^{-2\lambda} (1 - 2 \cos^2 \lambda)], \\ N \cdot B_3 &= a (1 + e^{-2\lambda}) \cos \lambda - e^{-\lambda} \frac{a}{\lambda} \sin 2\lambda, \\ N \cdot B_4 &= a [\sin \lambda - e^{-2\lambda} (2 \cos \lambda - \sin \lambda)] + \\ &\quad + e^{-\lambda} \frac{a}{\lambda} (\cos 2\lambda - e^{-2\lambda}). \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

3.23 Linienlast $P = \text{const}$ in $x = l_x$.

Für diesen Belastungsfall ist $p(x) = 0$ auf der ganzen Platte. Es gelten somit die Gl. (5) bis (7). Die gegebene äußere Last geht über die Randbedingungen in das Problem ein.

3.231 $x = 0$: gelenkig; $x = l_x$: frei.

Der in Abb. 4 dargestellte x -Streifen hat folgende Randbedingungen für seine Durchbiegung $w_x(x)$:

$$\begin{aligned} w_x(x=0) &= 0, \\ w_x''(x=0) &= 0 \text{ (i. e. } M = 0), \\ w_x''(x=l_x) &= 0 \text{ (i. e. } M = 0), \\ EI w_x'''(x=l_x) &= -P \text{ (i. e. } Q = -P). \end{aligned}$$

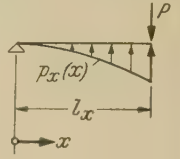


Abb. 4.

Hieraus folgen in der zu den vorigen Abschnitten analogen Schlußweise die Randbedingungen für $p_x(x)$:

$$\begin{aligned} p_x(x=0) &= 0, \quad p_x''(x=0) = 0 \\ p_x''(x=l_x) &= 0, \quad p_x'''(x=l_x) = 4 \lambda^4 / l_x^4 \cdot P. \end{aligned}$$

Die Konstanten B_k ergeben sich zu

$$\left. \begin{aligned} p_0 &= 2P/l_x, \\ N &= 1 - 2 e^{-2\lambda} \sin 2\lambda - e^{-4\lambda}, \\ B_1 &= -e^{-\lambda} B_3, \\ B_2 &= e^{-\lambda} B_4, \\ N \cdot B_3 &= -\lambda (1 - e^{-2\lambda}) \cos \lambda, \\ N \cdot B_4 &= -\lambda (1 + e^{-2\lambda}) \sin \lambda. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

3.232 $x = 0$: fest eingespannt; $x = l_x$: frei.

Die Konstanten B_k lauten

$$\left. \begin{aligned} p_0 &= 2P/l_x, \\ N &= 1 + 2 e^{-2\lambda} (1 + 2 \cos^2 \lambda) + e^{-4\lambda}, \\ B_1 &= -e^{-\lambda} B_3, \\ N \cdot B_2 &= \lambda e^{-\lambda} (2 \cos \lambda + \sin \lambda + e^{-2\lambda} \sin \lambda), \\ N \cdot B_3 &= -\lambda (1 + e^{-2\lambda}) \cos \lambda, \\ N \cdot B_4 &= -\lambda [\sin \lambda - e^{-2\lambda} (2 \cos \lambda - \sin \lambda)]. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

3.233 $x = 0$ und $x = l_x$: frei.

Die Konstanten B_k lauten

$$\left. \begin{aligned} p_0 &= 2P/l_x, \\ N &= 1 - 2 e^{-2\lambda} (1 + 2 \sin^2 \lambda) + e^{-4\lambda}, \\ N \cdot B_1 &= \lambda e^{-\lambda} (2 \sin \lambda - \cos \lambda + e^{-2\lambda} \cos \lambda), \\ B_2 &= e^{-\lambda} B_4, \\ N \cdot B_3 &= -\lambda [\cos \lambda - e^{-2\lambda} (2 \sin \lambda + \cos \lambda)], \\ N \cdot B_4 &= -\lambda (1 - e^{-2\lambda}) \sin \lambda. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

4. Zahlenbeispiele.

Im folgenden sind einige Beispiele numerisch behandelt und z. T. mit der elastisch strengen Lösung verglichen.

4.1 Die dreiseitig gelenkig gelagerte Platte unter der Last $p = \text{const.} = p_0$ mit den Seitenverhältnissen $l_x/l_y = 2,0; 1,5; 1,0; 0,5$.

System nach Abb. 2 mit $p = \text{const.} = p_0$.

λ nach Gl. (8),

B_k nach Gl. (11'), $p_x(x)$ nach Gl. (6'),

$M_x(x, y = 0)$ nach Gl. (7a'), $M_y(x, y = 0)$ nach Gl. (7b).

Die Konstanten lauten

	$\frac{l_x}{l_y}$	λ	B_1	B_2	B_3	B_4
I	2,0	4,186	1,000	0,000	0,002	-0,023
II	1,5	3,140	0,998	0,000	0,043	0,000
III	1,0	2,093	0,973	-0,022	0,222	-0,181
IV	0,5	1,047	0,998	-0,240	0,005	-0,682

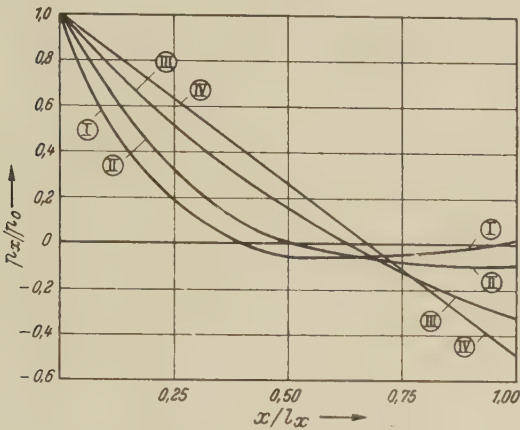


Abb. 5. Beispiel 4.1: $p_x(x)/p_0$.

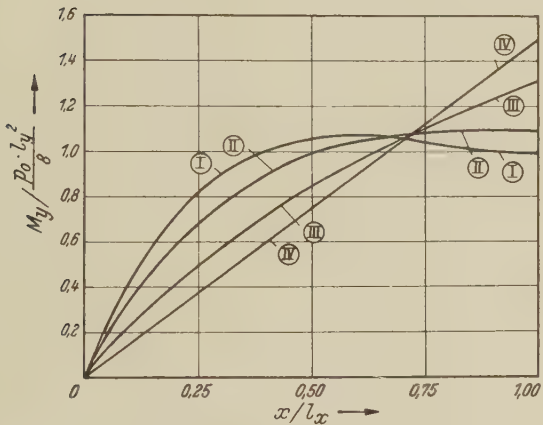


Abb. 6. Beispiel 4.1: $M_y(x, y = 0)$.

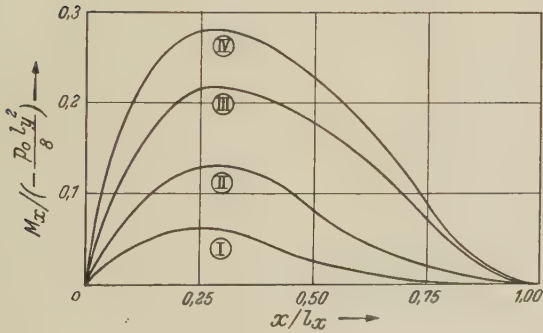


Abb. 7. Beispiel 4.1: $M_x(x, y = 0)$

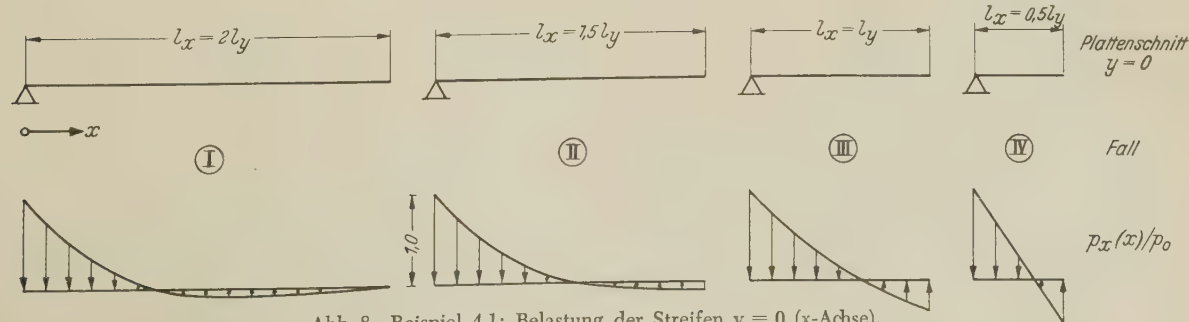


Abb. 8. Beispiel 4.1: Belastung der Streifen $y = 0$ (x -Achse).

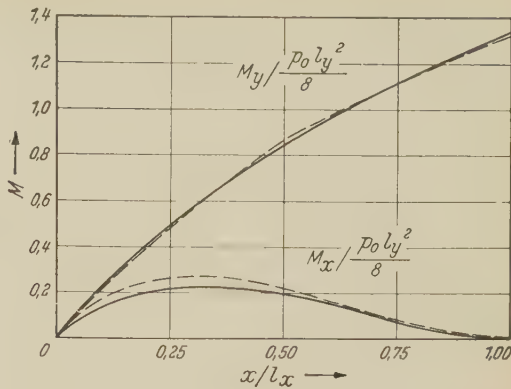


Abb. 9. Beispiel 4.1: Vergleich mit der elastisch strengen Lösung für Fall III. — — — Näherung; — — — strenge Lösung.

Die Ergebnisse der ausgewerteten Formeln sind in den Abb. 5—8 graphisch dargestellt. In Abb. 9 ist der Vergleich mit der elastisch strengen Lösung für das Seitenverhältnis $l_x/l_y = 1,0$ gezeigt.

4.2 Die in $y = \pm l_y/2$ gelenkig, in $x = 0$ fest eingespannte, in $x = l_x$ freie Platte unter einer

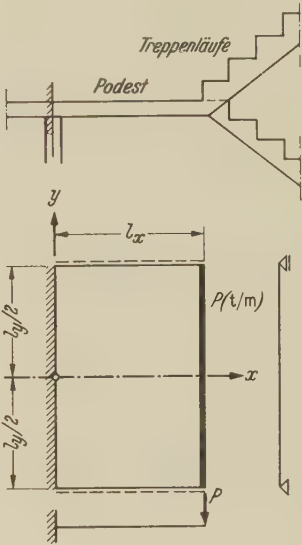


Abb. 10.

Linienlast $P = \text{const}$ am freien Rande (Abb. 10, z. B. Treppenlaust auf Podest).

λ nach Gl. (8),

B_k nach Gl. (19), $p_x(x)$ nach Gl. (6'),

$M_x(x, y = 0)$ nach Gl. (7a'), $M_y(x, y = 0)$ nach Gl. (7b).

Die Konstanten lauten

	$\frac{l_x}{l_y}$	λ	B_1	B_2	B_3	B_4
I	2,0	4,186	-0,032	-0,119	2,102	3,617
III	1,0	2,093	-0,125	-0,029	1,014	-1,791
IV	0,5	1,047	+0,149	+0,524	-0,425	-0,264

Die Ergebnisse der ausgewerteten Formeln sind in den Abb. 11—13 graphisch dargestellt. In Abb. 14 ist der Vergleich mit der elastisch strengen Lösung für das Seitenverhältnis $l_x/l_y = 1,0$ geführt.

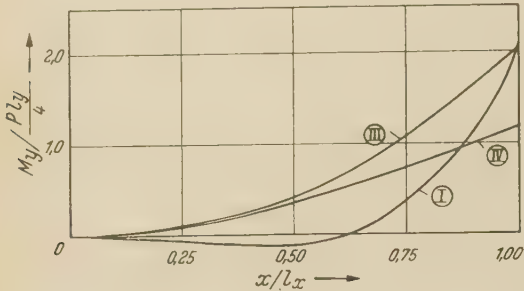


Abb. 11. Beispiel 4.2: $M_y(x, y = 0)$.

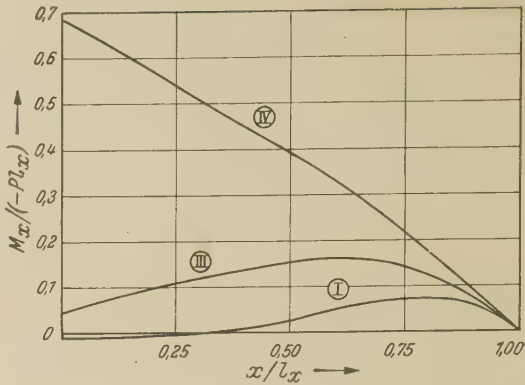


Abb. 12. Beispiel 4.2: $M_x(x, y = 0)$.

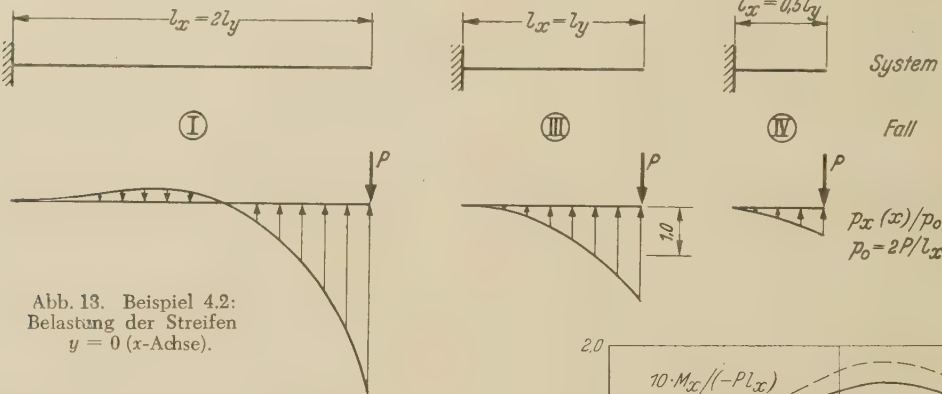


Abb. 13. Beispiel 4.2:
Belastung der Streifen
 $y = 0$ (x -Achse).

Die vorstehenden Zahlenbeispiele zeigen die gute Übereinstimmung der Näherungsergebnisse mit der elastisch strengen Lösung der nicht drillungssteifen Platte. Der Einfluß der Drillungssteifigkeit ist systematisch noch nicht erfaßt; dies soll einer späteren Arbeit vorbehalten bleiben. Es haben aber Einzeluntersuchungen bereits gezeigt, daß für die dreiseitig aufgelagerte Platte der Marcus'sche Drillungsfaktor nicht verwendet werden kann.

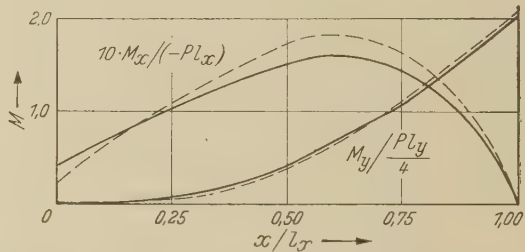


Abb. 14. Beispiel 4.2: Vergleich mit der elastisch strengen Lösung für Fall III. ——— Näherung; - - - strenge Lösung.

Kurze Technische Berichte.

Modellversuche für Saugschläuche.

Das Martin-Talsperrenkraftwerk der Alabama Power Company, im Jahre 1926 mit einer installierten Turbinenleistung von $3 \times 45\,000$ PS gebaut, staut den Tallpoosa-Fluß und nutzt dabei 43,5 m Fallhöhe energiewirtschaftlich aus. Nach Inbetriebnahme ergaben Messungen am Krafthaus einen etwas ungewöhnlichen Verlauf des Wirkungsgrades bei einer Durchflußfreigabe von 0,8 bis 0,9 (Abb. 1 a). Hier fiel der Wirkungsgrad um 2,0 % steil ab. Die Leistung an der Generatorklemme (Abb. 1 b) stieg dementsprechend weniger schnell an. Ferner wurden auch für diesen Bereich Schwingungserscheinungen der Einheiten sowie Störgeräusche im Saugschlauch festgestellt. Gleich nach Abnahme ließen Turbinenfirma und Kraftwerksgesellschaft Modellversuche zur Klärung dieser Erscheinungen ausführen.

Die Versuche an einem Modell im Maßstab 1:37,5 im Jahre 1928 brachten als Lösungsvorschlag den Einbau eines halben Kegels aus neun Stahlplattensegmenten (Abb. 2, Einbau A). Nach Einbau wiesen Messungen in der Natur die Richtigkeit der Modellergebnisse nach (Abb. 1 b). Die Leistungskurve des Generators stieg gleichmäßig gekrümmt in Abhängigkeit der Durchflußfreigabe an.

Als im Jahre 1951 das Werk um eine vierte Turbine vergrößert werden sollte, ergab eine Inspektion der seit 24 Jahren in Betrieb befindlichen Anlage, daß die nachträglich in den Saugschläuchen eingebauten Kegelkörper bei zwei Maschinen völlig und bei der dritten größtenteils zerstört waren. Vergleichsmessungen zeigten wieder den anfänglichen ohne Einbau bereits vor 24 Jahren festgestellten Verlauf der Leistungskurve des Generators (Abb. 1 b).

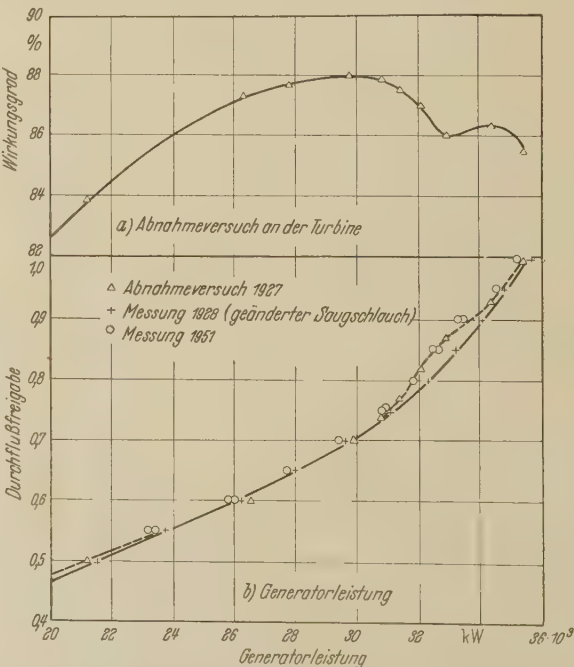


Abb. 1. Wirkungsgrad und Leistungskurven einer Einheit, gemessen in der Natur.

Erneute Modellversuche mit dem Ziel, eine wirksame und dauerhafte Einbauform zu finden, liefen an. Zur besseren Beobachtung der Strömungsvorgänge wurde das Modell im Maßstab 1:25 aus Plexiglas hergestellt.

Um aber die Untersuchungen in richtiger Reihenfolge und unter Beachtung der Modellgesetze auszuführen, war es erforderlich, sich vorher Wirkungsweise des Saugschlauches und die hydraulischen Verhältnisse klarzumachen.

Der Saugschlauch ermöglicht es, einmal die Turbine ohne Verlust an potentieller Energie höher als das Unterwasser ein-

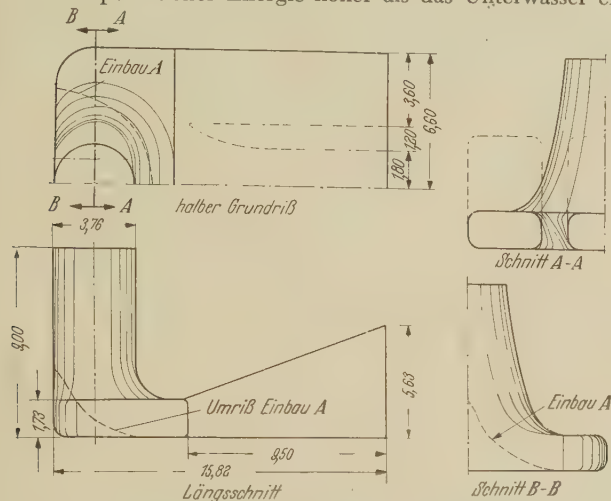


Abb. 2. Schnitte durch den Saugschlauch in ursprünglicher Form und mit Einbau A.

zubauen und zum anderen ohne wesentlichen Verlust kinetischer Energie relativ kleine, schnellläufige Turbinen zu verwenden. Der Saugschlauch wirkt als Diffusor, in dem eine hohe Fließgeschwindigkeit mit einem Verlustminimum an Strömungsenergie stetig verzögert, bis auf einen kleinen Wert verringert wird. Somit setzt eine wirksame Saugschlauchform einen günstigen Diffusor-Wirkungsgrad voraus.

Ausgehend von der Bernoullischen Energiegleichung und der Voraussetzung idealer, verlustloser Bedingungen zwischen den Querschnitten 1 und 3 stellt die Druckhöhe $h_3 - h_1$ die Differenz in den Geschwindigkeitshöhen dar (Abb. 3). Es lautet dann unter Berücksichtigung der Kontinuität

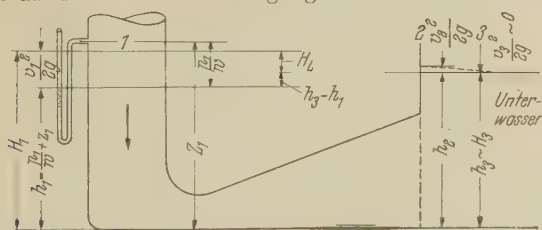


Abb. 3. Schematische Darstellung der Druck- und Geschwindigkeitshöhen im Saugschlauch.

$$h_3 - h_1 = \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_3} \right)^2 \right] \frac{v_1^2}{2g}, \quad (1)$$

mit A = Durchflußquerschnitt.

Werden mit $H_{S(1-3)}$ die Reibungsverluste im Saugschlauch, mit $H_{x(1-2)}$ die Verluste infolge Verbreiterung des Saugschlauches und mit $H_{x(2-3)}$ die Verluste beim Austritt aus dem Saugschlauch bezeichnet, dann gilt für die Gesamtverluste

$$H_{L(1-3)} = H_{S(1-3)} + H_{x(1-2)} + H_{x(2-3)}. \quad (2)$$

Jedes Glied der rechten Seite dieser Gleichung ist als Funktion der Geschwindigkeitshöhe $v_1^2/2g$ ausdrückbar, und damit können die Gesamtverluste auch angegeben werden durch

$$H_{L(1-3)} = K_L \cdot v_1^2/2g. \quad (3)$$

Durch Substitution von Gl. (3) in Gl. (1) wird

$$h_3 - h_1 = \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_3} \right)^2 - K_L \right] \frac{v_1^2}{2g}. \quad (4)$$

Aus Dimensionsbetrachtungen ist K_L eine Funktion der Reynoldsschen Zahl, der Zufluß- und der Randbedingungen und es läßt sich für Gl. (4) schreiben

$$(h_3 - h_1) / \left(\frac{v_1^2}{2g} \right) = \Phi(R_e, \text{Randbedingungen}) = \eta. \quad (5)$$

Durch erneute Substitution lautet der Ausdruck zur Kennzeichnung der durch den Saugschlauch zurückgewinnbaren Energie, also der Saugschlauchwirkungsgrad:

$$\eta = \left\{ \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_3^2}{2g} - H_{L(1-3)} \right\} / \left(\frac{v_1^2}{2g} \right). \quad (6)$$

Gl. (5) weist auf zwei Bedingungen hin, die bei Modellversuchen erfüllt sein müßten, und zwar neben der geometrischen Ähnlichkeit auch gleiche Reynoldssche Zahl im Modell und in der Natur. Um die zweite Forderung zu erfüllen, müßte für ein Modell im Maßstab 1:25 die Durchströmungsgeschwindigkeit 25 mal größer als beim Naturbauwerk sein,

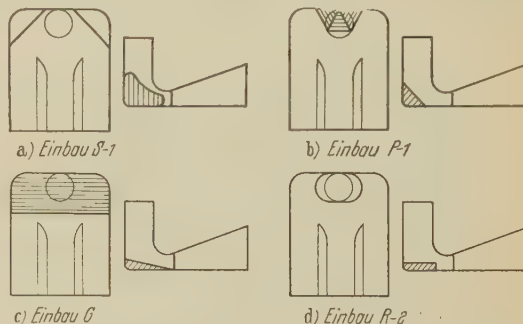


Abb. 4. Einige der im Modell untersuchten Einbauformen.

was für ein Laboratorium normaler Ausrüstung technisch nicht ausführbar ist. Glücklicherweise ist aber der Saugschlauchwirkungsgrad bei großen Reynoldsschen Zahlen durch die Viskosität nicht mehr beeinflusst, sondern wird vor allem durch die Turbulenz des Abflusses im Saugschlauch bestimmt, denn Versuche zeigten für diesen Fall bei größeren Fließgeschwindigkeiten als 2,0 m/s (das entspricht hierfür einer Reynoldsschen Zahl von $R_e = 3,25 \cdot 10^5$) stets gleichbleibenden Wert für η .

Für verschiedene Einbauformen (Abb. 4), von denen nur einige angeführt werden, wurde der Saugschlauchwirkungsgrad gemessen (Abb. 5), und es zeigte sich die bereits 1928 gefun-

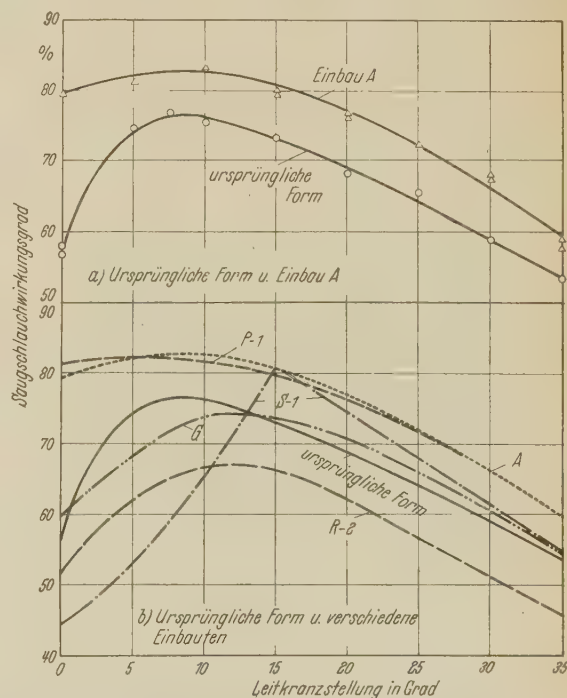


Abb. 5. Saugschlauchwirkungsgrade für verschiedene Einbauformen in Abhängigkeit von der Leitkranzstellung.

dene Einbauform A den anderen Arten überlegen. Gleichzeitig ermittelten Druckmessungen auf den Saugschlauchkrümmer die zu erwartenden Kraftwirkungen, um Rückschlüsse auf die Befestigung und Stabilität der Einbaustücke ziehen zu können. [Aus Proc. Amer. Soc. of Civil Eng. 80 (1954) Sep. No. 382.]

Dr.-Ing. G. Wickert, Dortmund.

Neuere Erkenntnisse aus Knickversuchen.

In der Wilbur Wright-Gedenkschrift der Kgl. Luftfahrtgesellschaft in England berichtet Prof. N. J. Hoff vom Polytechnischen Institut in Brooklyn über neuere Erkenntnisse aus Knickversuchen. Seine Bestrebungen waren vor allem darauf gerichtet, das Verhalten gedrungener Stäbe in einer hydraulischen Prüfmachine, die Wirkung einer schnellen Belastung und den Einfluß des Kriechens des Werkstoffes auf die Tragfähigkeit der Stützen zu untersuchen.

Um den Ablauf des Knickvorganges in einer Prüfmachine zu klären, wurden die Bewegung des Kolbens, die mittige Zusammendrückung der Stütze und die Dehnungen der kritischen gegenüberliegenden Randfasern in Stützenmitte mit einem Oszillographen aufgezeichnet. In Abb. 1 ist eine solche Aufnahme für einen schlanken Stab wiedergegeben; einer besseren Über-

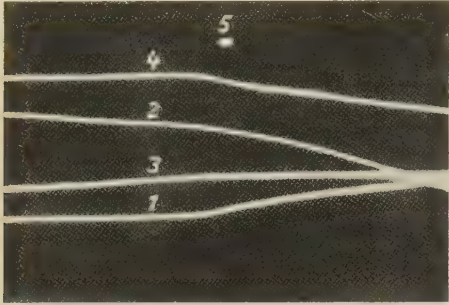


Abb. 1. Oszillographische Aufnahme des Knickvorganges eines schlanken Stabes in einer hydraulischen Prüfmachine.

sichtlichkeit zuliebe sind die Anfangspunkte auseinandergerückt. Die 4 Größen nehmen zunächst linear zu bis zum Erreichen der Höchstlast; von da an steigt die Dehnung an der konkaven Seite des Stabes (1) schneller, die an der konvexen Seite (4) langsamer als bisher. Die Zusammendrückung der neutralen Faser, d. h. die Druckkraft (3), bleibt konstant, während die Geschwindigkeit der Kolbenbewegung (2) größer wird. Sieht man zunächst von dieser letzteren ab, so sind alle Vorgänge in Übereinstimmung mit der Eulerschen Knicktheorie. Die Steigerung der Kolbengeschwindigkeit kann aus der Elastizität der Prüfmachine selbst erklärt werden. Unter einer konstanten Last wirkt sich die gesamte Förderleistung der Pumpe in einer Bewegung des Kolbens aus; unter steigender Belastung dagegen muß die Flüssigkeit auch den Raum füllen, der durch die Dehnung der Säulen der Maschine, die Nachgiebigkeit der Haltevorrichtungen usw. entsteht. Ist die Fördermenge der Pumpe konstant, dann muß folgerichtig mit dem Erreichen der Höchstlast die Geschwindigkeit des Kolbenvortriebes zunehmen.

Ein grundsätzlich anderes Verhalten zeigt Abb. 2 für die gedrungene Stütze. Mit Erreichen der Höchstlast treten bei

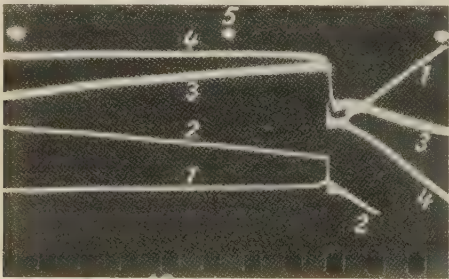


Abb. 2. Oszillographische Aufnahme des Knickvorganges eines gedrungenen Stabes in einer hydraulischen Prüfmachine.

allen gemessenen Verschiebungen bzw. Dehnungen sprunghaft größere Bewegungen auf. Die Stütze schlägt von einer leicht ausgebogenen Form in eine stärker verbogene durch, wobei die plötzliche Änderung der Gleichgewichtslage von einem deutlich vernehmbaren Knacks begleitet ist. Oszillographische Aufnahmen mit einem größeren Kameravortrieb haben gezeigt, daß sich dieser Vorgang in etwa 1/100 Sekunde abspielt. Daß die beobachtete Erscheinung nicht zufällig, sondern als Regelfall auftritt, wird durch die Tatsache bestätigt, daß von 34 in dieser Versuchsreihe bisher untersuchten Stützen alle gedrun- genen Stäbe das gleiche Verhalten zeigten.

Die theoretische Begründung konnte durch Annahme eines nicht linearen Spannungsdehnungsgesetzes, so wie es für Stahl über der Proportionalitätsgrenze zu erwarten ist, und durch

Berücksichtigung der Elastizität der Prüfmachine gefunden werden. Beide Merkmale müssen zusammentreffen, um das Sprungphänomen zu erklären. Die Federkraft der Maschine gestattet, innerhalb gewisser Grenzen dem Kolben der abwärts gerichteten Bewegung des Stützenkopfes ohne wesentlichen Verlust der Druckkraft zu folgen, wenn die Stütze seitlich aus- weicht.

Das Ergebnis dieser theoretischen Überlegungen ist in Abb. 3 durch 2 berechnete Kurven veranschaulicht. Für eine voll- kommen starre ($s = 0$) und eine idealelastische Prüfmachine ($s = 100$) sind als Ordinaten die Druckkraft p und als Abs- zissen die Bewegungen des Kolbens ξ aufgetragen. Bei kon- stanter Geschwindigkeit kann an Stelle des Kolbenweges eben-

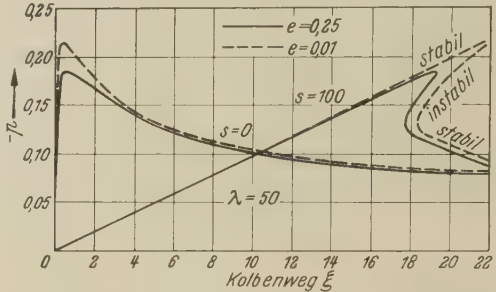


Abb. 3. Zusammenhang zwischen Druckkraft und Kolbenweg.

so gut die Zeit gesetzt werden. Mit dem Parameter e ist die Außermittegkeit zwischen der Wirkungslinie der Druckkraft und der Stabachse bezeichnet.

Für die vollkommen starre Prüfmachine ($s = 0$) zeigt die Kurve keine besonderen Merkmale; die Stabkraft sinkt, nach- dem die Höchstlast überschritten ist, allmählich ab, so wie es auch für schlanke Säulen in der Regel beobachtet wird. In der elastischen Maschine ($s = 100$) wendet sich die Kurve kurz nach Erreichen der Höchstlast um. Der rückläufige Linienzug steht jedoch mit der tatsächlichen Kolbenbewegung in Wider- spruch, da die Maschine nicht umgesteuert wird und die nicht unterbrochene Flüssigkeitszufuhr den Kolben weiter nieder- drückt. Für die nächsten Augenblicke ist daher kein Gleich- gewicht vorhanden; es ist für weitere Werte ξ nur für bedeutend kleinere Belastungen p und größere seitliche Ausbiegungen der Stützenmitte wieder möglich. Der Knickstab muß also durch Lagen hindurch, für die ein Gleichgewicht nicht vor-

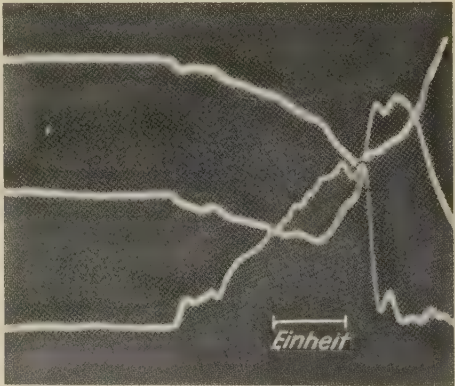


Abb. 4. Oszillographische Aufnahme eines Schnellbelastungsversuches.

handen ist; die resultierende Kraft ruft Beschleunigungen her- vor und als Folge davon „springt“ der Stab in die ausgebo- gene Form.

Versuche in Maschinen mit verschiedenen elastischen Ver- halten bestätigten die aufgestellte Theorie. Eine Druckma- schine des Systems Riehle z. B. erwies sich als ausreichend starr, um den Sprung zu verhindern. Wurde jedoch ein elasti- scher Dynamometer zwischen der unteren Druckplatte und dem Probestab eingebaut, war ein plötzlicher Lastabfall unter einem hörbaren Knacks zu beobachten.

Für die Schnellbelastungsversuche wurde eine besondere Maschine entworfen, mit der Stäbe bis zu einer Länge von rd. 750 mm untersucht werden können. Ihr wesentlicher Teil ist ein Schwungrad, das von einem Motor in Umdrehungen ver- setzt wird. Wenn die Geschwindigkeit das gewünschte Maß erreicht hat, tritt durch einen Umschalthebel ein Nocken auf dem Schwungrad in Tätigkeit, der über einen lotrecht beweg- lichen Kolben auf die Stütze niederdrückt.

Bis zur Veröffentlichung des Berichts waren nur wenige Untersuchungen in dieser Maschine durchgeführt worden. Die oszillographische Aufnahme eines solchen Versuches zeigt Abbildung 4. Der Stab war aus einer Aluminiumlegierung und hatte einen Rechteckquerschnitt von $12,7 \times 6,35$ mm; die Länge zwischen den Schneiden betrug 280 mm, das Schlankheitsverhältnis 153. Die dargestellte Einheitslänge entspricht annähernd einer Zeit von 0,0025 sec, einer Dehnung von 950×10^{-6} bzw. einer Last von 250 kg. Die Last wurde durch serienweise angeordnete Dehnungsmesser bestimmt.

Anfänglich stiegen, wenn die Nocke zur Wirkung kam, alle gemessenen Dehnungen gleichmäßig an. Nach etwa 0,0052 Sekunden änderte sich dieses Bild; während eine Dehnung schneller zu steigen begann, zeigte die an der gegenüberliegenden Faser des Querschnitts eine rückläufige Tendenz. Der Stab begann in diesem Augenblick zu knicken; die Höchstlast, die nach 0,0062 Sek. erreicht war, betrug 610 kg, d. h. das etwa 2,4fache der theoretischen Eulerlast.

Die Untersuchungen über den Einfluß des Kriechens auf das Knicken werden längere Zeit in Anspruch nehmen und sind noch nicht abgeschlossen. Aus den bisher vorliegenden Ergebnissen kann der Schluß gezogen werden, daß anfängliche Krümmungen und Ungenauigkeiten in der Form der Stäbe nur einen verhältnismäßig geringen Einfluß auf das Tragvermögen ausüben. Die kritische Zeitdauer bis zu einem möglichen Bruch ist jedoch in starkem Maße von der Höhe der Druckspannung abhängig. So konnte die Lebensdauer einer Stütze mehr als verdoppelt werden, wenn die Last von 90 % auf 75 % der Eulerlast gesenkt wurde. Bei Werkstoffen, die in starkem Maße Kriecheigenschaften aufweisen, kann daher die Sicherheit durch eine geringe Vergrößerung des Querschnitts bedeutend erhöht werden. [Nach Engineering 177 (1954) No. 4588, S. 13].

Dr.-Ing. W. Schmid, Baden b. Wien.

Autobushalle in London-Stockwell.

Die neue Autobushalle in Stockwell, einem Londoner Vorort, verdient hinsichtlich Größe und baulicher Durchbildung allgemeine Beachtung und ist in ihrer Innenwirkung einzigartig (Abb. 1).

Der bereits 1950 für die London Transport Executive begonnene Bau wurde durch Gründungsschwierigkeiten in seiner Durchführung stark verzögert. Die Kiesschicht, auf der das Bauwerk gegründet werden sollte, zeigte beim Aufschluß sehr unregelmäßige Stärke, was vermutlich auf einen das Gelände

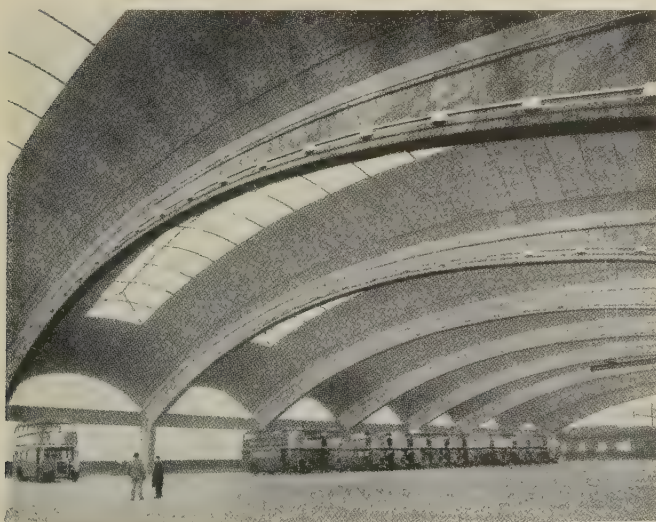


Abb. 1. Innenansicht der Halle.

durchziehenden Flußlauf zurückzuführen ist. Es mußte daher eine Betonpfahlgründung angeordnet werden.

Mit 10 Stahlbeton-Bogenbindern von 59,13 m Spannweite und 11,89 m Scheitelhöhe überdeckte die 115,21 m lange Halle

stützenlos eine Fläche von rd. 6 800 m². Aus den Rippen der in 12,80 m Entfernung stehenden Binder kragen beiderseits schalenartige Flächentragwerke aus, die der Bogenform folgen und einen mittleren Streifen von 4,27 m Weite für die Oberfläche freilassen.

Die Bogenbinder von 66 cm Rippenbreite sind im Scheitel 2,13 m hoch und haben an den Kämpfern, welche in 4,88 m Höhe liegen, eine Querschnittsabmessung von 3,20 m. Unterhalb des Fußbodens sind die Binderstiele breiter ausgebildet, auf der Deckplatte der Pfahlbündel gelenkig gelagert und durch Zugbänder aus Rundstählen verbunden (Abb. 2).

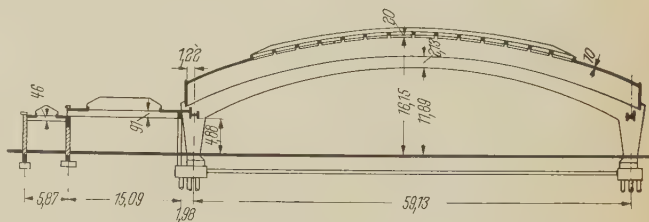


Abb. 2. Querschnitt durch Halle und Seitengebäude.

Die beiden Giebelbinder werden durch Anordnung eines zweiten äußeren Binders von 46 cm Breite in 1,32 m Abstand verstärkt und sind untereinander durch 28 cm starke Platten zu einem Kastenquerschnitt verbunden. In der Längsrichtung der Halle liegt zur Versteifung in Kämpferhöhe ein Stahlbetonbalken von H—Querschnitt; er ist insgesamt 1,22 m breit, außen 1,37 m, innen 0,99 m hoch und besitzt zwei Dehnungsfugen. In diesem Balken sind die verschiedenen Versorgungsleitungen untergebracht und er trägt auch die Hauptzufahrts-tore.

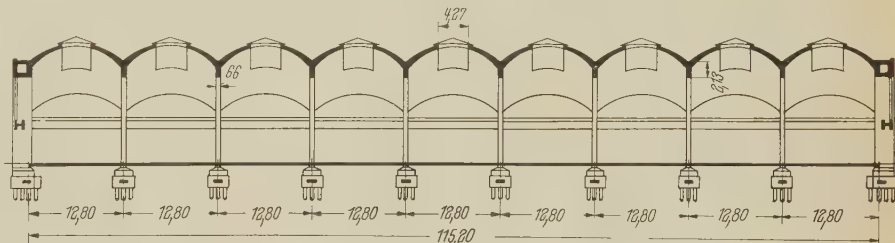


Abb. 3. Längsschnitt.

Die schalenartigen Flächentragwerke — zutreffend als Schmetterlingsflügel bezeichnet — sind im Binderanschluß 34,3 cm und am Ende 10,2 cm stark, wo sie zur Aufnahme der Glasoberlichte eine Rippe von $33,0/12,7$ cm Querschnitt aufweisen. In Abständen von 3,05 m liegen 15,2 cm starke Rippen, welche ein Zusammenwirken der Flächentragwerke bei einseitiger Belastung bewirken (Abb. 3).

Die Schalung wurde nur einmal angefertigt und für alle 10 Binder verwendet; sie wurde aus vorgefertigten Teilen von Holz und Stahl äußerst sorgfältig zusammengesetzt, so daß sich am ausgeschalteten Bauwerk eine recht gefällige Musterung der Sichtflächen zeigte, die keiner weiteren Behandlung bedurfte und nur abgegratet wurde. Der in einer Mischanlage nach Gewichtsteilen 1 : 1½ : 3 (Zement-Sand-Kies) hergestellte und nach den Verwendungsstellen gepumpte Beton wurde durch Ausenrüttler verdichtet. Die Anordnung von Arbeitsfugen wurden genau festgelegt und bei Fortsetzung des Betonierens auf einwandfreie Verbindung geachtet. Bis Kämpferhöhe wurde durchgehend in achtstündiger Arbeit betoniert. In weiteren Arbeitsvorgängen wurden von jeder Seite gleichzeitig etwa 7,60 m des Bogens, hierauf 15,2 m und schließlich das 9,2 m lange Schlußstück hergestellt. In stark bewehrten Querschnitten wurden die Stahlstäbe geschweißt, sonst Überdeckung angeordnet.

Ein besonderes Kennzeichen des Bauwerks ist der hohe Anteil verglasten Flächen, die eine ungewöhnlich gute Belichtung ergeben. Außer den Oberlichtern sind die ganze Straßenseite und die Stirnflächen über dem Versteifungsbalken verglast. Heizung, Wasch- und Reinigungsanlagen sind in der großen Halle vorhanden, während sich die Reparatur- und Unterhaltungsräume in einem angeschlossenen Seitengebäude befinden. Dort sind auch die Büros und alle anderen durch den Fahrbetrieb bedingten Räumlichkeiten untergebracht. [Nach Concrete Quarterly 20, October—Dezember 1953, S. 10.]

Dr.-Ing. l'Allemand, Falkenhain—Waldidylle.

Buchbesprechungen und Neuerscheinungen.

Stüssi, Prof. Dr. sc. techn. Fritz, ETH Zürich: Das Problem der großen Spannweite (= Mitt. TKVSB. Nr. 10). 46 S., Gr. 15,5 · 22,5 cm, mit 42 Abb. Zürich: V.S.B. 1954. Sfr. 8,—.

Die vorliegende Schrift ist eine Zusammenfassung von Vorträgen, die der Verfasser über das Problem der großen Spannweite gehalten hat. Stüssi beleuchtet das Thema vom technischen und vom allgemeinen menschlichen Gesichtspunkt aus. Den menschlichen Aspekt des Problems entwickelt St. aus der Geschichte der Bautechnik. Er geht auf Leonardos Entwurf einer Brücke über das Goldene Horn zurück und zeigt in knappen Strichen, wie der Fortschritt der Bautechnik wesentliche Impulse dem Problem der großen Spannweite verdankt. Die technische Seite des Problems analysiert St. an Hand der Begriffe „Theoretisches Gewicht“ und „Grenzspannweite“. Für die bei großen Spannweiten in Betracht kommenden Systeme — Gerberbalken, Zweigelenkbogen, Hängebrücke — werden die derzeitigen Möglichkeiten erörtert. Besonders bemerkenswert sind hierbei die Voraussetzungen für eine wirtschaftliche Verwendung von Leichtmetall.

P. Stein, Aachen.

Gestalteter Stahl. Vortragsveranstaltung am 26. März 1954 in München (= Veröffentl. D. Stahlbau-Verband., II. 2/54). 154 S., Gr. 24,5 · 17 cm, mit vielen Abb. Köln: Stahlbau-Verlags-GmbH. 1954. Kart. 12,—.

Der Deutsche Stahlbau-Verband gibt auch die Vorträge der zweiten in München durchgeführten Tagung der Veranstaltungsreihe „Gestalteter Stahl“ im Wortlaut wieder. Die Vorträge eröffnet Döllgast mit dem Thema „Stahlbau in München — gegenwärtig und früher“. Wunderlich behandelt das Thema Stahlbau vom Standpunkt des Bauherrn aus und regt die Beteiligung des Stahlbaues am Ausbau an. Im Vortrag Schoszbergers „Stahlskelett und Atombombe — kein Luftschutzwort“ wird der Einfluß der Energiegewinnung aus der Kernspaltung der Atome auf die künftige Bautechnik betrachtet. Nach S. kommt hierbei dem Skelettbau besondere Bedeutung auch im Hinblick auf wirtschaftlich vertretbare Schutzmaßnahmen gegen Atombomben zu. Ein Bild der umfangreichen Stahlbauten im Zuge des Wiederaufbaues und der Erweiterung der österreichischen Stahlerzeugung vermittelt Beer in seinem Vortrag über „Stahlhochbau in Österreich“. Diese Bauten sind sowohl technisch als auch hinsichtlich ihrer Gestaltung besonders bemerkenswert. Dürr erörtert die wichtigsten technischen Fragen des Stahlfensters, das dem Formwillen der modernen Architektur besonders entgegenkommt, und veranschaulicht die formale Bedeutung des Stahlfensters an zahlreichen Ausführungen. Die Reihe der Vorträge beschließt Sudergath mit einem Querschnitt durch den Stahlhochbau der Nachkriegsjahre, der die Anpassungsfähigkeit des Stahlbaues an die Vielfalt der technischen und formalen Anforderungen eindrucksvoll demonstriert.

P. Stein, Aachen.

Richter, Dr.-Ing. habil. H., Gummersbach: Rohrhydraulik. Ein Handbuch der praktischen Strömungsberechnung. 2. verb. Aufl., XI, 328 S., Gr. 8°, mit 217 Abb., 68 Zahlentafeln u. 32 praktischen Berechnungsaufgaben. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verlag 1954. Gzln. 34,50 DM.

Die Bewegung einer Flüssigkeit oder eines Gases in Rohrleitungen ist eines der wichtigsten Probleme der praktischen Strömungslehre. Für reibungsfreie Flüssigkeiten steht für die Wechselwirkung von Druck und Geschwindigkeit die Gleichung von Euler und die daraus abgeleitete Gleichung von Bernoulli zur Verfügung. Die mit Reibung behaftete Flüssigkeit kann theoretisch mit den Ansätzen von Navier-Stokes berechnet werden. Diese Ansätze können jedoch die wirklich auftretenden Verluste infolge der Abhängigkeit von der Reynold'schen Zahl und der Rohrrauigkeit nicht genau erfassen. Man ist hierbei vielmehr noch weitgehend auf Versuchserfahrungen angewiesen.

Im vorliegenden Werk hat der Verfasser die heute bestehenden Theorien und praktischen Erfahrungswerte für die Rohrströmung zusammengefaßt und verarbeitet. Das Werk beginnt mit den mechanischen und wärmetechnischen Grundlagen, wobei neben den tropfbaren Flüssigkeiten auch Gase und Dämpfe berücksichtigt sind. Dabei werden die Strömungsvorgänge und deren Begriffe eingehend erläutert.

Da es sich in den meisten Fällen einer Rohrströmung um die turbulente Strömung in einem glatten oder rauen Rohr handelt, nimmt dieser Teil den breitesten Raum ein. Der Leser findet hier alle bekannten Gleichungen für glatte und raue Rohre, bei denen besonders die von Prandtl erforschten physikalischen Zusammenhänge einer theoretisch begründeten Lösung angeführt sind. Während die Strömung im glatten Rohr stark von der Reynold'schen Zahl abhängt, verschwindet die Abhängigkeit mehr und mehr bei zunehmender Rauigkeit. Dazwischen liegt ein Übergangsgebiet, dessen theoretische Erfassung oft sehr schwierig ist. Die zeichnerische Darstellung der allgemeinen Widerstandsformeln nach Prandtl-Colebrook erleichtert die praktische Anwendung.

In weiteren Abschnitten werden die Widerstandsformeln und Beiwerte für gekrümmte Rohre, für Richtungsänderungen von Leitungen, für Abzweige und für Armaturen behandelt. Den Schluß des Werkes bilden zahlreiche Beispiele für die praktische Berechnung der Rohrströmung; hier werden nicht nur Wasserleitungen, sondern auch Öl-, Luft-, Gas- und Dampfleitungen besprochen.

Das Werk ist eine zusammenfassende Darstellung der Rohrströmung für alle nur möglichen Fälle und kann jedem, der sich mit diesen Problemen zu befassen hat, bestens empfohlen werden.

P. Böss, Karlsruhe.

Hensen, Dr.-Ing. W., o. Prof. an der Technischen Hochschule Hannover: Modellversuche für die untere Ems (= Mitt. der Hann. Versuchsanstalt f. Grundbau u. Wasserbau Franzius-Institut). Heft 6a: 223 S. Text und Heft 6 b: 229 Abb. Eigenverlag der Versuchsanstalt Hannover 1954.

In dem Bericht über die Modellversuche für die untere Ems ist eingangs gesagt, daß angestrebt wurde, nicht nur die Ergebnisse zu beschreiben, sondern sie auch mit allgemeinen Überlegungen, Erkenntnissen und Erfahrungen aus dem Tidegebiet zu begründen. Die Modellversuche hatten das Ziel, die Änderungen der Abflußverhältnisse in der unteren Ems, die durch geplante wasserwirtschaftliche Maßnahmen oberhalb der Tidegrenze und im Tidegebiet selbst bereits eingetreten sind oder noch eintreten können, ihrer Größe nach infolge jeder einzelnen Ursache und im Zusammenwirken mehrerer Ursachen zu erfassen. Zu untersuchen war der Zustand der Tidestrecke bei Einflüssen von der See her und bei Einflüssen aus dem Oberwasserzufluß. Es kam darauf an festzustellen, inwieweit die Hochwasser aus dem Einzugsgebiet sich auf der Tidestrecke und wie sich im Einflußgebiet der Ems Meliorationen, Moor-entwässerungen und der Ausbau von Nebenflüssen auswirken, und wie sich an der oberen Ems Durchstiche, Querschnittserweiterungen, Sommerhochwasser-Eindeichungen auf der Tidestrecke noch bemerkbar machen.

Es war ein Modell erforderlich, dessen untere Grenze weit nach der See zu verlegt werden mußte. Den Maßstab für die Längen und Breiten ebenso groß zu wählen wie den Maßstab der Tiefen ist erfahrungsgemäß nicht nötig. Eine bis zu 5fache Tiefenverzerrung ist zulässig und üblich. Mit Rücksicht auf das Institut war ein Maßstab der Längen von 1:275 möglich. Zur Veranschaulichung des Tideverlaufs bei einer Sturmflut sind die Tidewellenlinien gezeichnet, weil die Ermittlung der Durchflußwassermengen zu jeder beliebigen Zeit und an jeder Stelle des Tideflusses beabsichtigt war. Verschiedene Sturmfluten sind untersucht worden, von denen jedoch keine als höchstmögliche anzusehen ist. Es mußte deshalb eine „Modellsturmflut“ konstruiert werden. Notwendige Voraussetzungen der Übertragbarkeit von Ergebnissen aus Modellversuchen sind neben der geometrischen Ähnlichkeit auch die Herstellung und der Nachweis der dynamischen Ähnlichkeit. Diese ist wesentlich schwieriger zu erreichen.

Die Untersuchung des bestehenden Ausbauzustandes der Ems, des Einflusses von Winterbedeichungen, eines Sperrwerks u. a. m. bilden den Schluß des Berichts, der durch die Abbildungen und durch die Übersicht über die Modellversuche ergänzt wird und außerdem auszugsweise die Änderungen der Tidehochwasser durch die verschiedenen Bau- und Regelungsmaßnahmen zusammenstellt.

E. Bunniess, Hamburg.

Szabó, Dr.-Ing. István, o. Prof. der Mechanik an der Techn. Universität Berlin-Charlottenburg: Einführung in die Technische Mechanik. Nach Vorlesungen. XII, 383 S., Gr. 8°, mit 484 Abb. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag 1954. Kart. 19,50 DM; Gzln. 22,50 DM.

In dem Werk, das in erster Linie als einführendes Lehrbuch gedacht ist, werden alle Zweige der Mechanik mit eingehenden Ausführungen über geschichtliche Entwicklungen behandelt. Etwa die Hälfte des Buches ist Aufgaben der Statik und Festigkeitslehre gewidmet. Nach Einführung in die Vektorrechnung, von der in dem Buch weitgehend Gebrauch gemacht wird, werden die Zusammensetzung und Zerlegung von Kräften und Momenten, die Schwerpunktsbestimmung, das Gleichgewicht an einer starren Scheibe und der statisch bestimmt gelagerte Balken behandelt. Ein Abschnitt über Elastizitätstheorie befaßt sich vorwiegend mit der Balkenbiegung und den dabei auftretenden Problemen, mit Fragen der Knickung sowie der Drillung insbesondere dünnwandiger Querschnitte. Sodann werden die Gleichgewichtsaufgabe für ebene Fachwerke und die Statik der Seile und Ketten erörtert. Die zweite Hälfte des Buches bringt nach Einführung in die Grundlagen der Dynamik eingehend die verschiedenen Arten der Reibung, Schwingungsprobleme und Ausführungen über den Stoß. Die letzten Abschnitte sind der Hydromechanik und den Grundgesetzen der Ähnlichkeitsmechanik gewidmet.

Bei dem reichen Inhalt des Werkes ist die Darstellung knapp, aber klar und auf das Notwendigste beschränkt. Dadurch und durch die zu allen Abschnitten gestellten und mit Lösungen gegebenen, zahlreichen, wohl gewählten Übungsaufgaben dürfte das Buch in besonderem Maße geeignet sein, seinen Zweck zu erfüllen.

E. Kohl, Braunschweig.

Volquardts, Reg.-Direktor a. D. Dipl.-Ing. H.: Feldmessen, Teil 2. Theodolit-Polygonmessungen, Magnetische Messungen, Absteckungsarbeiten, Trigonometrische Höhenmessung, Tachymetrie, Flächenteilung und Grenzbegradigung (= Teubners Fachbücher für Hoch- und Tiefbau). 8. überarb. Aufl., VI, 147 S., Gr. DIN C 5, mit 203 Abb., 22 Tafeln im Text und 4 Tafeln im Anhang. Stuttgart: B. G. Teubner Verlagsgesellschaft m. b. H. 1955. Kart. 12,80 DM, Hln. 14,80 DM.

Während das „Feldmessen“ Teil 1 (vgl. Bauingenieur 29 [1954] S. 269) den einfachen Lagemessungen und den Höhenbestimmungen mittels des Nivellierinstrumentes gewidmet ist, behandelt Volquardts im vorliegenden Teil 2 hauptsächlich die polygonometrischen Punktbestimmungen, das Abstecken von Geraden und Kreisbögen, die trigonometrische Höhenmessung und die tachymetrische Geländeaufnahme. Beide Teile zusammen geben eine klare und gründliche Anleitung für die wichtigsten, bei Ingenieurarbeiten auftretenden Vermessungsaufgaben. Bei einer Neuauflage dürfte es sich empfehlen, zusätzlich noch die trigonometrische Einschaltung von Einzelpunkten (Vorwärts- und Rückwärtseinschneiden) und die barometrische Höhenmessung zu besprechen.

Der Verfasser hat besonderen Wert darauf gelegt, die Konstruktion, die Handhabung, die Justierung und die Leistungsfähigkeit der verschiedenen Vermessungsinstrumente eingehend zu beschreiben. Berücksichtigt sind dabei mit Recht nur moderne Instrumentenkonstruktionen, deren Wirkungsweise durch zahlreiche gut gewählte Abbildungen, Schnittzeichnungen und Prinzipskizzen klar erläutert ist. Neben dieser ausführlichen Instrumentenkunde gibt das Buch eine leicht verständliche Darstellung der Vermessungsverfahren in einer für die unmittelbare praktische Anwendung sehr geeigneten Form. Der Bauingenieur, der sich mit Vermessungsaufgaben zu befassen hat, findet in dem Volquardtschen Werk einen zuverlässigen Ratgeber.

G. Lehmann, Hannover.

Sattler, Prof. Dr.-Ing. Konrad, Berlin: Betrachtungen über Theorie und Anwendung von Verbundkonstruktionen (= Veröffentl. D. Stahlbau-Verb., H. 4/54). Nach einem auf der Tagung „Gestalteter Stahl“ in Berlin am 28. April 1954 gehaltenen Vortrag. 31 S., Gr. 24,5 · 17 cm, mit 44 Abb. Köln: Stahlbau-Verlags-GmbH. Geh. 4,50 DM.

Die Broschüre ist als kurzgefaßte Anleitung für die Berechnung und Ausbildung von Verbundkonstruktionen aufzufassen. Nach einer einführenden Besprechung der Kriech- und Schwinderscheinungen des zur Verbundwirkung herangezogenen Betons und deren Zeitabhängigkeit sind in übersichtlicher Darstellung die für die Berechnung und Bemessung wesentlichen Formeln zusammengestellt. Zahlreiche Rechenbeispiele erleichtern deren Anwendung. Als besonders wertvoll erscheint der Vorschlag, den Einfluß des Betonkriechens auf statisch unbekannte Größen, z. B. die Stützmomente von durchlaufenden Verbundträgern, durch einen einfach zu ermittelnden Reduktionsfaktor zu berücksichtigen. Für die Bestimmung der Schubkräfte zwischen Betonplatte und Stahlträger sind eben-

falls Hinweise gegeben. Ein besonderer Abschnitt behandelt den Nachweis der Sicherheit von Verbundträgern gegen kritische Verformungen sowie die Fälle eines Vorspannens vor oder nach Herstellung der Verbundwirkung.

Das Bestreben des Verfassers, möglichst gebrauchsfertige Ansätze für die praktische Anwendung zusammenzustellen, wird von der Fachwelt sicher dankbar anerkannt, zumal diese den Vereinfachungen, die sich durch Einführung eines fiktiven Formänderungsmoduls zur Berücksichtigung der Kriech- und Schwindvorgänge des Betons erreichen lassen, schon recht nahe kommen. Das Studium der Broschüre ist zu empfehlen.

B. Fritz, Karlsruhe.

Plümecke, Dr.-Ing. Karl: Preisermittlung für Bauarbeiten. 12. vollst. überarb. Aufl., 331 S., Gr. 21 · 30 cm. Köln: Verlagsgesellschaft Rudolf Müller. 1954. Gzln. 18,80 DM.

Für den Inhalt des Buches sind, wie im Vorwort gesagt ist, „die Verhältnisse eines mittleren Baugeschäftes mit kleineren und mittleren Baustellen“ zugrunde gelegt. Es wendet sich daher in der Hauptsache Bauarbeiten zu, wie sie normalerweise vom Baugewerbe übernommen werden. Der umfassendere Titel des Buches trifft insofern nur für die allgemeinen Ausführungen über die Kostenfaktoren zu, die den Preis von Bauarbeiten bestimmen. Das sehr ins einzelne gehende Inhaltsverzeichnis und die tabellarisch geordneten Angaben über Arbeitsaufwand und Stoffbedarf der einzelnen Arbeitsleistungen werden dem Bedürfnis des Kalkulators nach schneller Information sehr entgegenkommen.

Dr.-Ing. G. Merkle, Düsseldorf.

Dernedde, Dr.-Ing. Wolfgang: Das Cross'sche Verfahren zur schrittweisen Berechnung durchlaufender Träger und Rahmen. 3. verb. Aufl. neubearb. und erg. von Dr.-Ing. Rudolf Barbré, Dortmund. 151 S., Gr. 17,5 · 24,5 cm, mit 124 Abb. u. 38 Tafeln. Berlin: Verlag Wilhelm Ernst & Sohn 1955. Geh. 19,— DM, geb. 23,— DM.

Das Cross'sche Verfahren, zuerst 1930 in den Proc. Am. Soc. Civ. Eng. in den USA. veröffentlicht, wurde durch einen Aufsatz von Dernedde im Bauingenieur 19 (1938) S. 45 in Deutschland bekanntgemacht.

Das Verfahren erfreut sich großer Beliebtheit, so daß die spätere buchmäßige Zusammenfassung von Dernedde in der Literatur bereits 1949 die verdiente Würdigung erfahren hat. Die jetzt vorliegende 3. Auflage wurde von Barbré, Dortmund, bearbeitet und weist eine Reihe nennenswerter Verbesserungen und Ergänzungen auf.

Das Momentenausgleichsverfahren von Cross ist ein Iterationsverfahren und liefert bei beliebig vielen Schritten beliebig genaue Ergebnisse. Auf die Berechnung von Stockwerkrahmen angewandt, verlangt es bei Systemen mit horizontaler Knotenverschiebung zwei Rechengänge, einmal die Berücksichtigung der Vertikallasten und zum anderen die Berücksichtigung der Knotenverschiebungen. Da die Verteilungs- und Fortleitungszahlen von den Steifigkeiten der in einen Knoten einmündenden Stäbe abhängen und deren Ausrechnung mühevoll ist, so verdienen die nunmehr in übersichtlicher Form angeordneten Tabellen der Einspannmomente und Stabendverdrehungen wegen der damit verbundenen erheblichen Abminderung der Arbeitszeit lobend hervorgehoben zu werden.

Der Abschnitt über das Zeichnen von Einflußlinien ist in der vorliegenden Form noch nicht ausreichend, da der Kurvenverlauf zwischen den errechneten Tangenten gefühlsmäßig eingelegt werden muß. Es wäre wünschenswert, bei einer Neuauflage diesen Abschnitt so zu erweitern, daß er auch für das Zeichnen von Einflußlinien brauchbar ist.

Allgemein ist es erfreulich, daß Barbré — wie auch der Erstverfasser Dernedde — nicht versucht hat, wie es oftmals der Fall ist, aus einer einfachen durchsichtigen Rechnung eine Wissenschaft zu machen, sondern daß in klaren Worten, unterstützt durch genügend Abbildungen und Tabellen, dem Leser der Stoff so mundgerecht dargeboten wird, daß man wohl ohne Einschränkung behaupten kann, daß ein jeder, der das Buch gelesen hat, in der Lage sein wird, alle vorkommenden Stabwerke mit diesem Verfahren zu berechnen.

K. Hirschfeld, Aachen.

Mitteilungen der Hannoverschen Versuchsanstalt für Grundbau und Wasserbau, Franzius-Institut der Technischen Hochschule Hannover. Heft 7, mit Beiträgen von K. J. Vogl: Gründungen in schrumpf- und schwellfähigen Böden, H. Giese: Über den räumlichen Erdwiderstand, H. Jagau: Beitrag zur erdstatischen Berechnung des Fußwiderstandes von Pfählen, W. Hensen: Modellversuche zur Bestimmung des Einflusses der Form eines Seedeiches auf die

Höhe des Wellenauflaufes, W. Hensen: Modellversuche mit pneumatischen Wellenbrechern. 224 S., Gr. DIN A 5, mit vielen Abb. u. Tab., photomechanischer Schreibmaschinenumdruck. Hannover: Eigenverlag der Hannoverschen Versuchsanstalt für Grundbau- und Wasserbau, Franzius-Institut der Technischen Hochschule 1955.

Graf, Dr.-Ing. O., o. Prof. an der Techn. Hochschule Stuttgart: Versuche über die Entwicklung der Druckfestigkeit und Biegezugfestigkeit von Mörtel bei Einwirkung von ungespanntem und

gespanntem Dampf (= Fortschritte und Forschungen im Bauwesen, Reihe C, Nr. 3). 24 S., Gr. DIN A 4. Stuttgart: Franck'sche Verlagshandlung 1954. Geh. 7,50 DM.

Stahlbau-Profile. Herausgegeben vom Verein Deutscher Eisenhüttenleute in Zusammenarbeit mit der Beratungsstelle für Stahlverwendung. Bearbeitet von Dipl.-Ing. Martha Schneider-Bürger. 8. neubearb. u. erw. Aufl., 48 S., Gr. DIN A 5, mit vielen Abb. Düsseldorf: Verlag Stahleisen mbH. 1954. Brosch. 3,25 DM.

Verschiedenes.

Heinrich Kling, München †.

Am 29. Dezember 1954 verschied nach kurzer, schwerer Krankheit Oberingenieur Heinrich Kling, der Gründer und Inhaber der Firma Suka-Silo-Bau Heinrich Kling in München, im 68. Lebensjahr. Mit ihm verliert die Fachwelt einen hervorragenden Ingenieur und bewährten Unternehmer, der sich vor allem durch seine Getreidesilos, System „Suka“, einen Namen gemacht hat. Mehr als 400 „Suka“-Silos mit einem gesamten Fassungsvermögen von über 1 500 000 t sind ein bleibendes und ehrendes Denkmal für Heinrich Kling.

90 Jahre Eisenwerke Kaiserslautern.

Die Eisenwerke Kaiserslautern feierten am 26. 2. 1955 ihr 90jähriges Bestehen. Dem Vorstand und Inhaber der Eisenwerke Kaiserslautern, Dr. H. W. Gehlen, wurde an diesem Tag das große Bundesverdienstkreuz überreicht. Vier Mitarbeiter wurden mit dem Verdienstkreuz am Bande ausgezeichnet.

Tragwerke und Form im Betonbau.

Unter diesem Titel fand am 18. März 1955 in München eine Kurztagung statt, die vom Bund Deutscher Architekten, vom Architekten- und Ingenieur-Verein, München, und vom Deutschen Beton-Verein e. V. veranstaltet wurde. Es wurden drei Vorträge gehalten, über die nachfolgend kurz berichtet wird:

1. Dr.-Ing. Lücking, München, sprach über Beton im Hochbau. Es gibt kaum eine Baustelle, auf der nicht Beton unbewehrt, als Stahlbeton oder als Spannbeton verarbeitet wird. Der Beton ist wohl der am vielseitigsten verwandte Baustoff, denn er paßt sich jeder gewünschten Form an. Er ist feuer- und wetterbeständig und bedarf kaum einer Unterhaltung. Mitentscheidend ist seine Wirtschaftlichkeit. Der teure Stahl wird nur zur Aufnahme der Zugkräfte herangezogen, während auf Druck der für diesen Zweck besonders geeignete und billige Beton beansprucht wird.

Die Entwicklung des Betonbaus ist laufend in Fluß und wurde durch den Spannbeton in den letzten Jahren geradezu stürmisch vorwärts getrieben.

Für das Tragwerk im Beton sind die verschiedensten Konstruktionsglieder entwickelt worden. Die Anwendung dieser Bauteile im Hochbau wurde an Hand bemerkenswerter Betonbauten gezeigt.

Wert wurde darauf gelegt, Dinge, über die der Ingenieur sich nicht hinwegsetzen darf, auch den Architekten nahezubringen. Hier seien als Beispiele nur erwähnt: die Notwendigkeit, in langen Baukörpern Dehnungsfugen vorzusehen, und die Schwierigkeiten, die sich aus überspitzten Forderungen nach allzu schlanken Baugliedern ergeben.

Nur durch verständnisvolle Zusammenarbeit zwischen Architekt und Ingenieur vom frühestmöglichen Zeitpunkt an kann ein architektonisch, konstruktiv und wirtschaftlich befriedigender Bau entstehen.

Technisch und wirtschaftlich einwandfreies Bauen ist nur möglich, wenn eine Mindestzeit für Planung und Ausführung zur Verfügung steht, die leider heute vielfach vom Bauherrn nicht zugestanden wird. Architekten und Ingenieure müssen auch hier gemeinsam auflärend wirken.

2. Prof. Hart, München: Neuere Stahlbetonskelettbauten. Der Stahlbetonskelettbau hat sich in den letzten Jahren in Deutschland nicht nur stark verbreitet und vervollkommen, er ist auch in seiner formalen Gestaltung in ein Stadium der Konsolidierung getreten. Das meist als „Rasterbau“ bezeichnete, allgemein anerkannte, dem breiten Publikum als typische Erscheinung zeitgemäßer Architektur geläufige Formschema scheint nun aber in eine gewisse Stagnation zu geraten, und es mehren sich die Anzeichen dafür, daß die Entwicklung zu neuen, aufgelockerten Flächenstrukturen drängt.

In einer Bilderreihe von deutschen und ausländischen Stahlbetonskelettbauten der letzten 20 Jahre und der Gegenwart wurde versucht, die Tendenzen der formalen Entwicklung auf-

zuzeigen und damit eine Anregung zu systematischer Sichtung und Diskussion von Formelementen und Ausdrucksmitteln des heutigen Bauens zu geben: Die Anfänge eigenständiger Formentwicklung im modernen Skelettbau, der Versuch des Ausgleichs zwischen Horizontale und Vertikale (Raster) und die Rückkehr zur Fläche.

3. Dipl.-Ing. Metzner, Hamburg: Sichtbeton, Grundsätze und Hinweise. Zu der Gemeinschaft Konstrukteur und Architekt gehört auch der bauleitende Ingenieur mit seiner hohen Verantwortung für die richtige und saubere Herstellung eines Bauwerks.

Unter „Sichtbeton“ faßt man alles zusammen, was bei der Gestaltung von sichtbar bleibenden Betonflächen durch eine Verfeinerung der Schalungstechnik einerseits oder durch eine nicht tief wirkende Oberflächenbehandlung andererseits in seinem Aussehen der Wirkung von Putzflächen oder Verblenden gleichkommt. Neben dem steinmetzmäßig bearbeiteten Beton steht also der Sichtbeton, charakterisiert durch glatte, fast fugenlose oder leicht aufgeraute Außenhaut. Die Herstellung von Sichtbeton erfordert auf der Baustelle große praktische Erfahrung, Gewissenhaftigkeit und gründliche Kenntnis der einzelnen Bauvorgänge. Die Lehrzeit für die Herstellung von Sichtbeton, der sich heute im Hochbau, Industriebau und Brückenbau wachsender Beliebtheit erfreut, dürfte jetzt abgeschlossen sein, die richtige Arbeitsweise ist bei den Fachfirmen Allgemeingut geworden.

Durch den wirtschaftlichen Anreiz und die Möglichkeit einer schnellen Bauausführung hat der Sichtbeton starkes Interesse auf sich gezogen. Um diese Vorteile zu erhalten, muß nachdrücklich gefordert werden, daß die Herstellung von Sichtbeton und Beton hoher Güte überhaupt in die Hand der Fachfirmen gehört, erst dann kann man erwarten, daß Beton ein wirklicher Architekturbeton wird.

Mitteilungen aus der Industrie.

(Ohne Verantwortung der Herausgeber.)

In diese Spalte werden kurze Mitteilungen von Bauwirtschaft und Industrie aufgenommen, die sich auf das Arbeitsgebiet der Zeitschrift beziehen. Der Inhalt muß ausgeführte Neuheiten behandeln. Der Umfang der Manuskripte darf, einschl. eines etwaigen Bildes, höchstens 80 Schreibmaschinenzeilen betragen. Für den Inhalt ist der Einsender verantwortlich. Die Auswahl des zu veröffentlichenden Materials behält sich der BAUINGENIEUR vor.

Rapidograph mit Rotring

Tuschefüller zum Zeichnen und Beschriften

Überall wo es darauf ankommt, saubere Beschriftungen zu machen oder genaue Zeichnungen anzufertigen, ist das beste Zeichengerät gerade gut genug. Damit solche Zeichenarbeiten so einfach wie möglich erledigt werden können, wurde der Tuschefüller *Rapidograph* entwickelt.

Hersteller des *Tintenkuli mit Rotring*, des beliebten Tintenschreibers, der in 80 Ländern gern gekauft wird, ist das *Riepe-Werk* in Hamburg-Altona.

Auf Anregung amerikanischer Interessenten hat das Werk aus diesem Tintenkuli den Tuschefüller *Rapidograph* entwickelt, der sich bereits in mehr als 200 000 Exemplaren bewährt hat. Vorzüge des *Rapidograph* sind: Bis zu 50 % Zeitersparnis am Arbeitstisch — Absolut gleichmäßige Strichstärke (daher ein schnelleres Trocknen der Tusche) — Säubern, Füllen und Einstellen der Feder überflüssig — Sauberes Arbeiten mit Schablonen und jedem Lineal — Saubere Beschriftung von technischen Zeichnungen — Einwandfreie Reproduktionen und Pausen — Immer bereit, unabhängig vom Arbeitsplatz — Verwendbar mit Ausziehtusche, Zeichen- und Füllertinte, wasserfester und acetathaltiger Tusche.

Eine Gefahr des Verschmierens besteht nicht. Es kann mit jedem — auch mit flach aufliegendem — Lineal und der Schablone gearbeitet werden. Durch die besondere Konstruktion der Zeichenspitze wird verhindert, daß die Tusche unter das Lineal läuft. Zeichnungen oder Beschriftungen können ohne Pause solange fortgesetzt werden, bis der Halter leer ist. Das häufige lästige Reinigen und Anschreiben entfällt. Der *Rapidograph* wird in drei verschiedenen Strichstärken geliefert, nämlich fein, mittel und dick.



DEUTZ Diesel

RAUPEN-SCHLEPPER

60 u. 90 PS luftgekühlt

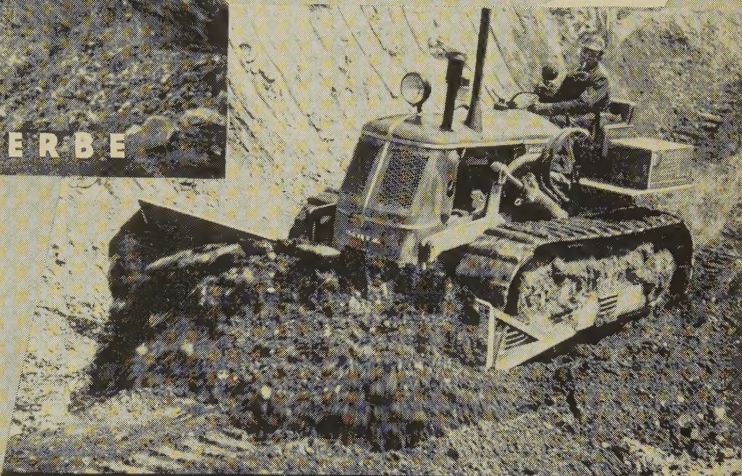
der immer einsatzbereite

HELPER im BAU GEWERBE

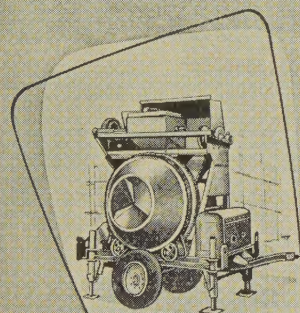
Wirtschaftlich überlegen durch
luftgekühlte Dieselmotoren
Hohe Zugkraft u. große Arbeitsleistung

mit Schwenkschild (Angledozer)
mit Querschild (Bulldozer)

Diesel-Radschlepper luftgekühlt
11 • 15 • 22 • 30 • 45 • 60 PS



KLÖCKNER-HUMBOLDT-DEUTZ AG · KÖLN



KAISER

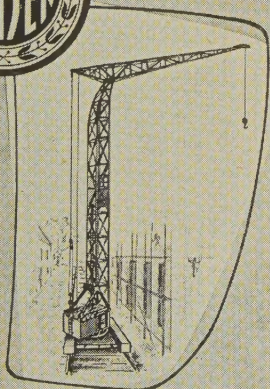
BAUMASCHINEN



Qualitätserzeugnisse
in aller Welt
erprobt u. anerkannt

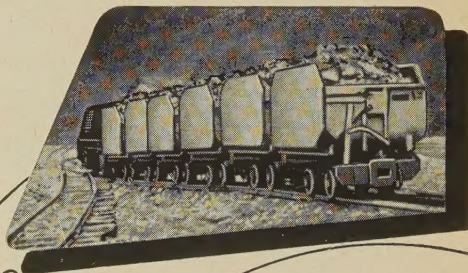
*neuzeitig
wirtschaftlich
leistungsfähig*

Verlangen Sie bitte Spezialofferte



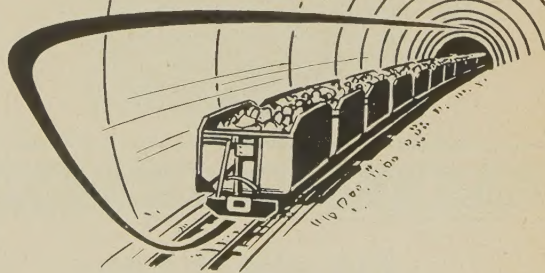
MASCHINENFABRIK OTTO KAISER KG.

STJNGBERT / SAAR OBERLAHNSTEIN / RH.



MÜHLHÄUSER

STOLLEN-SELBSTENTLADER
in vielen Ländern der Erde
EIN BEGRIFF!



KARL-H. MÜHLHÄUSER · MICHELSTADT/ODW.
Fabrik für Feld- und Industriebahnen

Wir stellen aus auf der Deutschen Industrie Messe Hannover:
Freigelände, Bonner Straße, Block A, Stand 116

STELLENANGEBOTE

Wir suchen für den Raum Bremerhaven zum
1. Juni 1955 oder später einen

Tiefbau-Ingenieur (möglichst Dipl.-Ing.)

speziell für Schwarzdecken- u. Betonstraßenbau, als

Leiter der Straßenbauabteilung.

Bevorzugt wird eine Kraft, die über reiche praktische Erfahrung verfügt und selbständiges Arbeiten gewohnt ist.

Bewerbung mit den üblichen Unterlagen (handschriftl. Lebenslauf, Lichtbild usw.) und Gehaltsansprüche erbeten. Vertrauliche Behandlung wird zugesichert.

H. F. Kistner Baugesellschaft
Bremerhaven-Lehe, Hafenstr. 56-58

Stollenbauingenieur

möglichst auch erfahren in Arbeiten unter Druckluft, als

Bauleiter

für größeres Bauvorhaben im Industriegebiet von Großbauunternehmen gesucht.

Die Stelle bietet die Möglichkeit zu selbständiger Arbeit und ist in jeder Hinsicht ausbaufähig.

Bewerbungen mit Zeugnisabschriften und Angabe der Gehaltsansprüche und des frühesten Eintrittstermins erbeten unter „Der Bauingenieur 1221“ an den Springer-Verlag, Anzeigenabteilung, Berlin W 35, Reichpietschufer 20.

Größeres Hüttenwerk im Ruhrgebiet sucht zur Unterstützung des Leiters der Bauabteilung

Dipl.-Ing. des Bauingenieurwesens

im Alter zwischen 30 und 35 Jahren, möglichst Fachrichtung „konstruktiver Ingenieurbau“, mit guten statischen Kenntnissen und konstruktiven Fähigkeiten. Erfahrungen im Industriebau erwünscht. Bewerbungen von Anfängern zwecklos.

Angebote mit handgeschriebenem Lebenslauf, Zeugnisabschriften über Schulbildung und Berufsausbildung, Lichtbild und Gehaltsansprüchen erbeten unter „Der Bauingenieur 230“ an den Springer-Verlag, Anzeigen-Abteilung, Berlin W 35, Reichpietschufer 20

STELLENGESUCHE

Dipl.-Ing. (T. H. Wien)

dzl. Südamerika, 39 Jahre, firm in moderner Statik u. Konstruktion des Hoch- (Schalenbau), Industrie- u. Kraftwerkbaues, sucht leitende Position in Deutschland oder techn. Repräsentation im spanisch-sprechenden Ausland.

Unter „Der Bauingenieur 1222“ an den Springer-Verlag, Anzeigenabteilung, Berlin W 35, Reichpietschufer 20

Dampfstrahl-Reinigungsgeräte

LOOS
GUNZENHAUSEN

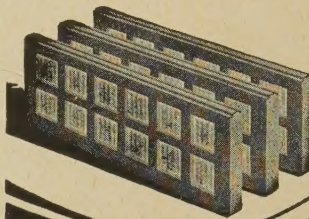


für Heiz- und Altölfeuerung

EISENWERK THEODOR LOOS GUNZENHAUSEN (13a)

Besuchen Sie uns:
Industriemesse Hannover, Freigelände, Solinger Straße, Block C, Stand

... mehr *Licht* durch Rasselsteiner



- Glas-
- Stahl-
- Beton-
- Dielen

für Hallendächer,
Decken u. Lichtbänder

Bimsbausteinwerk Rasselstein
DER STAHL- UND WALZWERKE RASSELSTEIN/ANDERNACH A.G. NEUWIED/HR

LÄRMBEKÄMPFUNG

Perllit

SCHALLSCHLUCKPLATTEN



GEBR. KNAUF
WESTDEUTSCHE GIPSWERKE

IPHOFEN FRANKFURT/M. KÖLN-VINGST
Mittelranken Schmickstraße 32 Ostheimerstraße 197

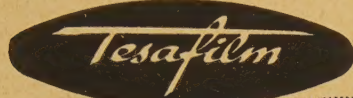
Bautenschutz durch

PROLAPIN dichtet Mörtel u. Beton	PROLAN Betonverflüssiger	FLUATOL Schalungsmittel	OSITEX hellfarb. Schutzanstrich	ORKIT schwarzer Schutzanstrich	LITHURIN „ES“ dichtet Fassaden farblos
--	------------------------------------	-----------------------------------	---	--	---

HANS HAUENSCHILD & CO. HAMBURG - WANDSBEK

Beschriftbar · Lichtpausfähig

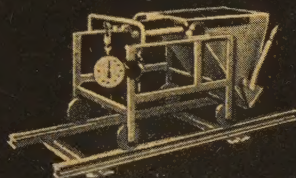
Ist die neue Sorte TESAFILM, die besonders Architekten und Ingenieure am Reißbrett für ihre tägliche Arbeit verwenden. Ein Riß in der Zeichnung ist schnell überklebt. Bleistift, Farbe oder Ausziehtusche haften auf der Folie, so daß die Arbeit nicht unterbrochen wird. In allen Büro- u. Zeichenbedarfsgeschäften



1953

P. BEIERSDORF & CO. A.-G. HAMBURG

Pfister-Waagen FÜR DEN BAU



Unser PIKKOLO
verwendbar als
Gleisbahnwaage
Hochbahnwaage
Handkarrenwaage
Fordern Sie Angebot!
Es lohnt sich!

AUGSBURGER WAAGENFABRIK
LUDWIG PFISTER KG AUGSBURG

TRICOSAL Bautenschutz

**Beton-
verflüssiger**
(festigkeitssteigernd)

ACTIVAL
GRUNAU



CHEMISCHE FABRIK GRUNAU A.G.
ILLERTISSEN/BAYERN

Einmal gebrauchte, sehr gut erhaltene

Stahlpundwände

in den Fabrikaten „Dortmunder - Union 3“,
„Hoesch 3“ und „Krupp KN III“ in den Längen
von 3 bis 8 m laufend und preisgünstig abzugeben.

F. & A. JEHLE oHG., Rastatt-Hügelsheim/Baden

BETONVERFLÜSSIGER

Murasit

wassereinsparend
festigkeitssteigernd

WE

MISCHOL

Murasit

luftporenbildend
erhöht die Frostbeständigkeit

LP

DICHTUNGSMITTEL

Fluresit

für Sperrbeton
und wasserdichten Putz
als Pulver oder flüssig

D

Unsere Zusatzmittel
sind amtlich geprüft
und zugelassen.

Wir liefern ferner:

Schutzanstriche
Entschalungsmittel
Holzschutzmittel
Dachpflegemittel

ORGANA-BAUTENSCHUTZ
GmbH · Bochum-Gerthe

für Süddeutschland:
GEBRÜDER MAYER
Fabrik für chem. Baustoffe
Eßlingen/Neckar

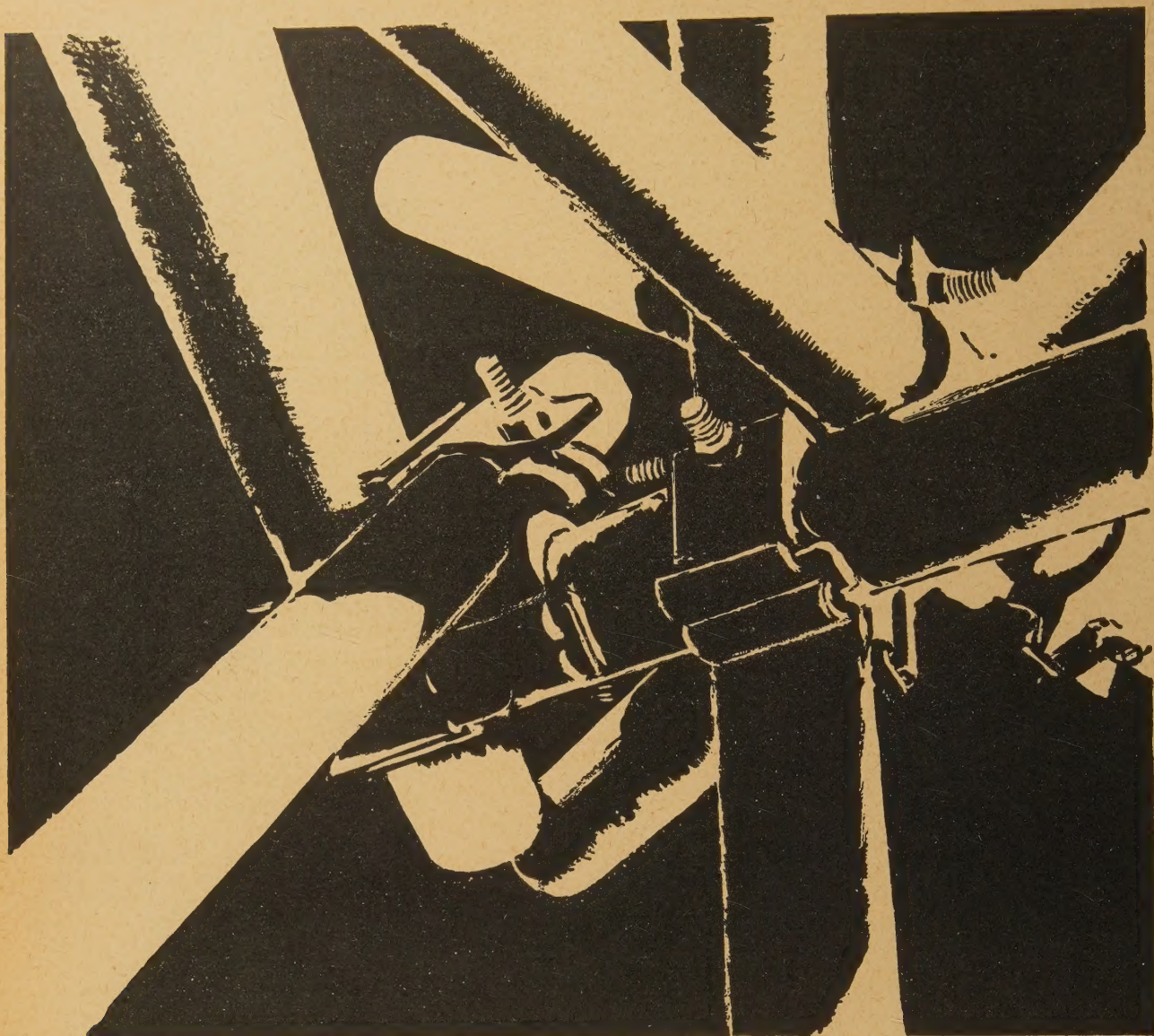
CERESIT

CERESIT-Sperrbeton-Bauten sind hochwiderstandsfähig und wasserdicht

• Verlangen Sie Druckschriften und unsere technische Beratung •

WUNNERSCHE BITUMEN-WERKE GMBH. UNNA





RÖHREN UND BLECHE

STAHLROHRGERÜSTE

sind ein Beispiel für die Verwendung von Mannesmannröhren. Hohe Festigkeit und Elastizität zeichnen diese Rohre aus. Da sie in allen Einzelheiten genormt sind, ist ihre Verwendung im Gerüstbau besonders rationell. Geringes Gewicht und gute Verbindung durch patentierte Kupplungen ermöglichen eine schnelle Montage. Leicht und sicher, schnell und wirtschaftlich baut man mit Mannesmann-Stahlrohrgerüsten.

201



MANNESMANN
VERKAUFGEMEINSCHAFT
DUSSELDORF · MANNESMANNHAUS

Diesem Heft liegen je ein Prospekt der Firmen Heinrich Flottmann GmbH., Herne, Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal/Pfalz, Meteor Apparatebau, Siegen i. W., Werner-Verlag GmbH., Düsseldorf, und ein Prospekt des Springer-Verlages, Berlin · Göttingen · Heidelberg, bei.

Für den Textteil verantwortlich: Professor Dr.-Ing. F. Schleicher, Dortmund; für den Anzeigenteil: Günter Holtz, Berlin W 35
Druck: Deutsche Zentraldruckerei A.-G., Berlin SW 11, Reg.-Nr. 115. — Springer-Verlag, Berlin · Göttingen · Heidelberg — Printed in Germany.